

MARCOS HENRIQUE CARVALHO SILVA

Controle de torque para motores a combustão interna

São Paulo

2024

MARCOS HENRIQUE CARVALHO SILVA

Controle de torque para motores a combustão interna

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

Orientador:
Prof. Dr. Armando Antônio Maria
Laganá

São Paulo
2024

MARCOS HENRIQUE CARVALHO SILVA

Controle de torque para motores a combustão interna

Versão Corrigida

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

Área de Concentração: Engenharia
Elétrica - Sistemas Eletrônicos

Orientador: Prof. Dr. Armando
Antônio Maria Laganá

São Paulo

2024

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

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

São Paulo, 24 de Junho de 2024



Documento assinado digitalmente
MARCOS HENRIQUE CARVALHO SILVA
Data: 24/06/2024 11:35:52-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador:  _____

Catálogo-na-publicação

Silva, Marcos Henrique Carvalho
Controle de torque para motores a combustão interna / M. H. C. Silva, A.
A. M. Laganá -- versão corr. -- São Paulo, 2024.
143 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos.

1.MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA 2.SISTEMAS DE
PROPULSÃO 3.SISTEMAS DE CONTROLE 4.ELETRÔNICA EMBARCADA
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de
Engenharia de Sistemas Eletrônicos II.t. III.Laganá, Armando Antônio Maria

RESUMO

Esta tese aborda o desenvolvimento e avaliação de quatro controladores de torque projetados para motores a combustão interna. Os controladores em questão incluem um controlador PID (proporcional integral derivativo), um controlador baseado em redes neurais artificiais (RNA)-PID, um controlador PI adaptativo e um controlador *fuzzy* com modos deslizantes (FMD). O objetivo principal é modelar e controlar o sinal de torque, manipulando a abertura da válvula borboleta, o ângulo de ignição e a duração da injeção de combustível. Os testes foram conduzidos em uma sala de ensaios equipada com uma Unidade de Controle Eletrônico (ECU) programável, utilizando um motor EA-111 VHT 1.6l acoplado a um dinamômetro de bancada. A sintonia e a calibração dos controladores foram realizadas com o motor operando no dinamômetro, permitindo a avaliação tanto em condições de regime permanente quanto de regime transiente. Todos os controladores demonstraram um erro absoluto médio adequado. Observou-se que os controladores PID e RNA-PID apresentaram tempos médios de resposta mais longos em comparação com os controladores PI adaptativo e FMD, quando sujeitos a variações na referência de torque, salientando-se que diferentes valores de tempo de resposta são adequados para diferentes modos de condução. Adicionalmente, discute-se como o controle de torque desempenha um papel crucial na dirigibilidade, conforto e segurança do motorista, influenciando a previsibilidade, responsividade e estabilidade do veículo, destacando a importância deste trabalho no contexto da indústria automotiva.

Palavras-chave: Controle de torque; motor a combustão interna; controle *fuzzy* com modos deslizantes; controle adaptativo; redes neurais artificiais.

ABSTRACT

This thesis addresses the development and evaluation of four torque controllers designed for internal combustion engines. The controllers in question include a PID (proportional integral derivative) controller, an artificial neural network (ANN)-PID controller, an adaptive PI controller, and a fuzzy sliding-mode (FSM) controller. The main objective is to model and control the torque signal by manipulating the throttle valve opening, ignition angle, and fuel injection duration. Tests were conducted in a test room equipped with a programmable Electronic Control Unit (ECU), using a 1.6-liter EA-111 VHT engine coupled to a bench dynamometer. Controller tuning and calibration were performed with the engine operating on the dynamometer, allowing evaluation under both steady-state and transient conditions. All controllers exhibited suitable mean absolute errors. It was observed that the PID and RNA-PID controllers exhibited longer average response times compared to the adaptive PI and FSM controllers when subjected to torque reference variations, emphasizing that different response time values are suitable for different driving modes. Additionally, the article discusses how torque control plays a crucial role in driver drivability, comfort, and safety, influencing the predictability, responsiveness, and stability of the vehicle, highlighting the importance of this work in the context of the automotive industry.

Keywords: Torque control; internal combustion engine; fuzzy sliding mode control; adaptive control; artificial neural networks.

LISTA DE ABREVIATURAS

APMS - Antes do ponto morto superior.

BMEP - Pressão média líquida equivalente.

ECU - Unidade de controle eletrônica ou unidade de controle do motor.

EGR - Recirculação de gases de escape.

FMD - *Fuzzy* com modos deslizantes.

HiL - *Hardware in the loop*.

IMEP - Pressão média indicada efetiva.

LPV - Linear a parâmetros variáveis.

LQR - Regulador quadrático linear.

MBT - *Maximum brake torque*.

MPC - Controle preditivo baseado em modelo.

PI - Proporcional e integral.

PID - Proporcional, integral e derivativo.

SQP - Algoritmo sequencial programático.

RNA - Redes neurais artificiais.

RPM - Rotações por minuto.

VVT - Tempo de válvulas variável.

SUMÁRIO

1. Introdução.....	8
1.1. Controle de torque.....	8
2. Revisão bibliográfica de controle de torque	12
3. Metodologia	27
4. Conceitos de motores a combustão interna.....	31
4.1. Motor.....	31
4.2. Modelagem e controle	33
4.3. ECU (unidade de controle eletrônica)	34
4.4. Atuadores.....	34
4.4.1. Válvula borboleta	34
4.4.2. Vela de ignição.....	37
4.4.3. Injetor de combustível.....	37
4.5. Sensores.....	37
4.5.1. Sensor de temperatura do líquido arrefecedor	38
4.5.2. Sensor de temperatura e pressão de admissão.....	38
4.5.3. Sensores de temperatura e pressão de exaustão	38
4.5.4. Sensor <i>throttle position sensor</i> (TPS)	39
4.5.5. Sensor de fluxo de ar	39
4.5.6. Sensor de rotação	39
4.5.7. Sensor de concentração de oxigênio	39
4.6. Dinamômetro.....	40
5. Sistema de ar	41
5.1. Válvula borboleta.....	41
5.2. Coletores.....	44
5.3. Cilindro	46
5.4. Modelo global do sistema de ar	48
6. Sistema de combustível	50
6.1. Vaporização.....	50
6.2. <i>Back-flow</i>	51
6.3. Gases residuais	51
6.4. Atraso	52
6.5. Dinâmica de preenchimento	52
6.6. Dinâmica da sonda.....	53
6.7. Modelo global.....	54

7.	Sistema térmico	55
8.	Sistema mecânico	58
8.1.	Fricção.....	60
8.1.1.	Operação motorizada	60
8.1.2.	Curva de Williams.....	60
8.1.3.	Modelo de Stöckli	61
8.2.	Dispositivos auxiliares.....	62
8.3.	Bombeamento.....	62
8.4.	Fator ignição.....	63
8.5.	Fator lambda	65
8.6.	Fator da eficiência indicada dependente da rotação	67
8.7.	Modelos globais de torque presentes na literatura	68
9.	Controle de torque PID.....	71
10.	Controle de torque RNA-PID	72
10.1.	Estabilidade	74
11.	Controle de torque PI adaptativo	77
11.1.	Estabilidade	78
12.	Controle de torque FMD.....	81
12.1.	Estabilidade	84
13.	Identificação dos parâmetros dos modelos e dos controladores.....	88
14.	Resultados experimentais.....	98
14.1.	Estrutura experimental.....	98
14.2.	Resultados e discussão.....	100
15.	Conclusão.....	135
	REFERÊNCIAS	137

1. Introdução

O controle de torque desempenha um papel central nos motores a combustão interna. Nesse contexto, a capacidade de gerenciar o torque de maneira precisa é fundamental para otimizar a dirigibilidade e a potência gerada. Isso envolve a regulação cuidadosa da mistura ar-combustível, da admissão de ar e do momento de ignição, visando o gerenciamento do torque resultante da combustão. Além disso, o controle de torque desempenha um papel crucial na condução de veículos, influenciando a aceleração, a capacidade de reboque e a estabilidade, proporcionando uma experiência de direção segura e agradável. Portanto, o controle de torque é um elemento essencial para garantir o desempenho adequado dos motores a combustão interna.

Este trabalho visa aprimorar o desempenho dos motores a combustão interna, a dirigibilidade e o aumento de eficiência energética por usar a torque ideal em cada regime de motor, explorando técnicas de controle e modelagem de torque. Diferentes abordagens, como controle PID, controle híbrido RNA-PID, controle PI adaptativo e controle FMD, serão investigadas para avaliar seu impacto na performance dos motores.

1.1. Controle de torque

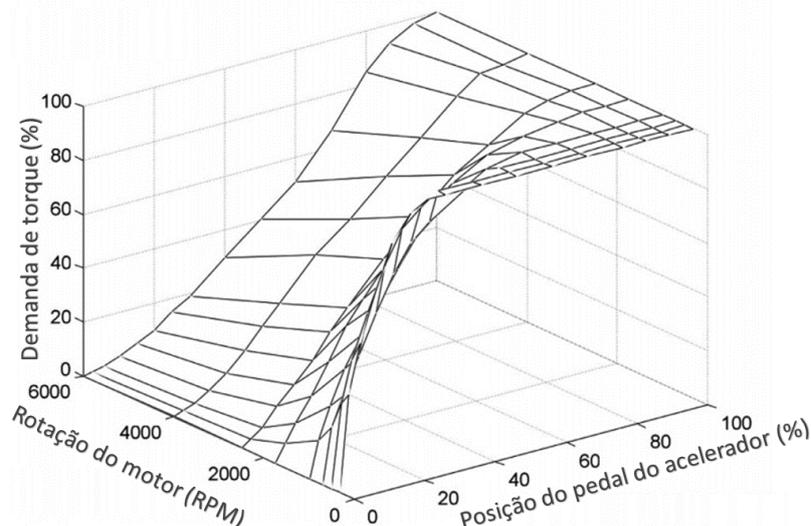
Um dos objetivos do projeto de uma ECU é interpretar a demanda do motorista no pedal do acelerador, gerando um sinal elétrico por um sensor de potenciômetro que seja equivalente à solicitação do motorista (Greff e Günther, 2001). Atualmente, a demanda de torque geralmente resulta da comunicação entre vários módulos, que, por meio de uma lógica preestabelecida, determinam o valor de referência do torque (Gagliardi *et al.*, 2022). Entre estes módulos, está não só o sistema de controle do motor, mas também o sistema de controle da transmissão, dos freios, de cruzeiro. Exercem influência na referência de torque a demanda do acelerador (controlada diretamente pelo motorista através do pedal) e o estado em que o motor se encontra (se está na partida a frio, navegação em marcha lenta, navegação em cruzeiro, em aquecimento do catalisador, marcha usada) (Guenther e Gerhardt, 2000).

De forma a se obter a referência de torque que, como visto, leva em consideração diversos parâmetros, sendo um dos principais a demanda do motorista pelo pedal, a unidade de controle comanda os atuadores presentes no motor, podendo influir na injeção de combustível, ignição e tomada de ar. Existem outros controladores que influem nestas grandezas, sendo necessário um estabelecimento das condições nas quais cada controlador irá atuar e como irá atuar (Sun *et al.*, 2021).

Para se obter a referência de torque, a partir das várias influências que esta pode receber, conforme visto, deve-se ter uma lógica para coordenar os diversos comandos e sinais que impactam no comando de torque. Pode-se ter um módulo programado na ECU para desempenhar este papel, nominado de módulo de controle de coordenação central do torque (Ashok *et al.*, 2016).

A referência de torque pode ser elaborada a partir de um mapa que leva em consideração, por exemplo, a rotação do motor e a posição do pedal, conforme Figura 1.1. Em uma ECU programada para operar com base em referência de torque, o valor deste mapa será corrigido pelas diversas demandas conflitantes das diferentes funções, como partida a frio, segurança, proteção contra flutuações, limitações do motor, marcha lenta, dirigibilidade, cruzeiro. (Isermann, 2014).

Figura 1.1: Mapa da demanda de torque.



Fonte: Chamailard *et al.* (2004)

O controle e gerenciamento do torque pode funcionar usando métodos *feedforward* e *feedback*. Na estratégia *feedforward*, trabalham-se com estimativas de torque, estabelecendo valores de atuação segundo o torque desejado. Na estratégia *feedback* há um erro que alimentará o controlador, e este interferirá nos sinais de atuação de forma a se anular este erro.

A estimativa do torque é importante devido a normalmente não serem usados sensores de torque nos motores comerciais. Portanto, programada na ECU, deve-se ter uma rotina que estima o torque, que servirá como um sensor virtual de torque. O sinal virtual assim obtido, que é a estimativa de torque, é comparado com a referência e verificado se a diferença entre os dois está dentro da tolerância (Ashok *et al.*, 2016).

Dada a referência de torque advinda do módulo de controle de coordenação central do torque, a ECU comanda os *drivers* elétricos de cada atuador, para que os sinais devidos sejam enviados a cada um conforme a atuação desejada. Cada atuador tem sua própria unidade de comando, que se comunica com a ECU (Mencher *et al.*, 2001).

Existem duas estratégias que podem ser adotadas pelo gerenciamento da ECU. Pode-se adotar como referência um valor de torque, assim como um valor de rotação. Usando-se referência de rotação, esta é estabelecida segundo a demanda do motorista ou segundo a condição de operação do motor, como cruzeiro e marcha lenta (Livshiz *et al.*, 2008). Porém, salienta-se que a abordagem de controle baseada em torque é atualmente o paradigma de controle mais utilizado (Gagliardi *et al.*, 2022).

Um dos quesitos de qualidade que devem ser atingidos pelo controlador é a dirigibilidade proporcionada pelo motor. Dirigibilidade pode ser definida como a capacidade do veículo de responder aos estímulos do motorista, assim como ter uma resposta previsível pelo motorista quando este aplica determinado estímulo. Uma dirigibilidade pobre causa desconfiança no motorista, pois o motor causa respostas não desejadas, ou ausência de respostas quando deveria ter alguma, ou empurrões no veículo causados pelo motor (Di Cairano *et al.*, 2014). Portanto,

a demanda do motorista sobre o pedal do acelerador deve ser relevante no estabelecimento da referência de torque, de forma a garantir uma boa experiência de dirigibilidade.

2. Revisão bibliográfica de controle de torque

Wiese *et al.* (2017) elaboram um controle de torque para motores simulando diferentes *overlaps* de válvulas e uso de recirculação de gases de escape (EGR). Para isto, controla o torque efetivo usando um modelo invertido de torque. Primeiro, Wiese *et al.* estabelecem a relação entre o torque efetivo com grandezas do motor conforme Equação (2.1). O *overlap* das válvulas de admissão e de escape refere-se ao período durante o ciclo do motor em que ambas as válvulas estão parcialmente abertas ao mesmo tempo. Isso ocorre no final do tempo de escape e no início do tempo de admissão. O torque efetivo refere-se ao torque real que o motor produz e que é entregue ao eixo de saída.

$$T_e = f(m_\alpha, \omega_e, \zeta) \quad (2.1)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

m_α : Massa de ar admitida pelos cilindros em determinado ciclo, kg ;

ω_e : Rotação do motor, RPM ;

ζ : Ângulo de ignição, $^\circ$.

Wiese *et al.* obtêm, então, a quantidade de ar que deve ser admitida pelo cilindro dado o torque, a rotação do motor e o ângulo de ignição. A seguir, para se ter a massa de ar admitida desejada, infere-se qual a pressão no coletor de admissão necessária. Por fim, estima o ângulo de abertura da válvula borboleta que produzirá a pressão desejada de admissão. O controle do torque, portanto, usa apenas a válvula borboleta como atuador nesse estudo.

O controlador assim desenvolvido regula, considerando a referência, o torque efetivo dentro de 3,1% de erro. Usou-se dinamômetro para medir o torque. Para modelar o torque através da Equação (2.1), ajustes de curva foram realizados usando os dados de varredura através do software GT-Power (GT-Suite (v7.4.0 Build 1) Windows, Gamma Technologies).

Kang e Shen (2016) controlam o torque efetivo através de um controlador ótimo, usando um regulador linear quadrático. Através da função custo, Kang e Shen procuram reduzir o esforço de controle e otimizar o seguimento de referência do torque efetivo, além de diminuir a perda de carga que ocorre na válvula borboleta, devido ao escoamento. Para se controlar o torque, utilizam-se como atuadores a válvula borboleta e a válvula de admissão.

Para desenvolver o controlador ótimo, Kang e Shen usaram como modelo curvas de torque através de ajustes polinomiais realizados com os pontos coletados em diversos ensaios. Kang e Shen estabeleceram a Equação (2.2), considerando como principais grandezas que influenciam a produção de torque efetivo o fluxo de ar aspirado pelos cilindros, a rotação do motor e a relação ar-combustível. O controlador assim desenvolvido demonstrou bom seguimento da referência tanto no transiente quando no regime permanente.

$$T_e = f(\dot{m}_\alpha, \omega_e, \lambda) \quad (2.2)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

\dot{m}_α : Fluxo de ar admitido pelo cilindro, $kg \cdot s^{-1}$;

ω_e : Rotação do motor, RPM ;

λ : Relação ar-combustível, adimensional.

Feru e Luo (2015) usam três técnicas diferentes para controlar o torque, comparando-as no final. São usados um controlador *feedforward* que utiliza mapas calibrados estacionários de torque e consumo, um controlador PI e um controlador que usa controle preditivo baseado em modelo (MPC). Os controladores procuram, igualmente, atuar sobre a detecção de *knock* e de falhas de combustão. O MPC é baseado num modelo simplificado do motor que usa a estrutura de modelo de Wiener. Os atuadores comandados são a válvula borboleta, a válvula de recirculação dos gases de escapamento e a bobina de ignição. O modelo de Wiener é um modelo para caracterizar sistemas não lineares. Este modelo consiste em uma estrutura em série, onde um sistema linear é seguido por um bloco não linear.

Feru e Luo adotam uma função custo que leva em consideração tanto o seguimento da referência como o consumo de combustível. No projeto do controlador *feedforward*, Feru e Luo realizaram diversos testes e buscaram a calibração com que se obteve a menor função custo. No controlador PI, para limitar o domínio de atuação e evitar valores indesejados, utilizou-se *anti-windup* para evitar a saturação em todos os sinais de atuação.

Como modelo de torque, Feru e Luo levantam um mapa de quatro dimensões com a relação conforme Equação (2.3). O mapa estabelece a relação entre o torque, a abertura da válvula borboleta, a abertura da válvula de recirculação dos gases de escape e o ângulo de ignição. Com o MPC ótimo, obteve-se uma redução de 93% do erro de referência comparado ao controlador *feedforward*, e de 49% comparado ao controlador PI. Não foram observadas alterações significativas no consumo de combustível.

$$T_e = f(\alpha, x_{egr}, \zeta) \quad (2.3)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

α : Abertura da válvula borboleta, $^\circ$;

x_{egr} : Taxa de recirculação de gases, adimensional;

ζ : Instante de ignição, $^\circ APMS$ (antes do ponto morto superior).

Desheng *et al.* (2014) realizam um controle *feedforward* do torque através de calibração baseada em modelo. Para os testes, ele usa um motor virtual reconhecidamente preciso: o motor SIS4 no software enDYDA. Para o controle *feedforward*, a rotação do motor e a posição do pedal definem o ângulo de ignição desejado, a relação ar-combustível desejada e o torque desejado. A referência do sistema de ar é dada através de um mapa que, a partir da rotação e do torque desejado, estabelece a referência de fluxo de ar através dos cilindros.

Desheng *et al.* usam um modelo de dois estágios para o torque, conforme equações (2.4), (2.5), (2.6) e (2.7). O torque é modelado como um polinômio em função do ângulo de ignição. Entretanto, os coeficientes deste polinômio são curvas polinomiais em função da posição do pedal, da rotação do motor e da relação ar-combustível.

$$T_e = k_0 + k_1 \cdot \zeta + k_2 \cdot \zeta^2 \quad (2.4)$$

$$k_0 = f(\mu, \omega_e, \lambda) \quad (2.5)$$

$$k_1 = f(\mu, \omega_e, \lambda) \quad (2.6)$$

$$k_2 = f(\mu, \omega_e, \lambda) \quad (2.7)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

k_0, k_1, k_2 : Polinômios;

μ : Posição do pedal do acelerador, em %;

ζ : Instante de ignição, $^\circ APMS$;

λ : Relação ar-combustível, adimensional.

Majecki *et al.* (2015) usam MPC para controlar o torque efetivo. O controlador atua sobre a relação combustível-ar e sobre a abertura da válvula borboleta. Logo, os atuadores coordenados pelo controlador de torque neste projeto são a válvula borboleta e o injetor de combustível. O MPC usa horizonte N de predição e estimador de Kalman para prever a ação de controle que diminui a função custo. A função custo leva em consideração o erro e a variação nos sinais de controle, buscando-se, portanto, encontrar a ação de controle que diminui ambas.

O motor usado por Majecki *et al.* possui injeção direta de combustível e dois atuadores independentes para a válvula de admissão e de exaustão. O modelo é usado no formato linear a parâmetros variáveis (LPV). O torque é modelado, conforme Equação (2.8), em função da relação combustível-ar e do fluxo mássico de ar que circula pelos cilindros, sendo os efeitos causados pelo tempo

variável das válvulas de admissão e exaustão, pelo ângulo de ignição e pela rotação do motor tidos como distúrbios, conforme Equação (2.9).

$$T_e = k_1 \cdot \phi + k_2 \cdot \dot{m}_\alpha + d_{T_e} \quad (2.8)$$

$$d_{T_e} = k_3 + k_4 \cdot \zeta + k_5 \cdot \zeta^2 + k_6 \cdot \omega_e + k_7 \cdot \omega_e^2 + k_8 \cdot \zeta \cdot \omega_e + k_9 \cdot \zeta \cdot \omega_e^2 + k_{10} \cdot \sigma_{inl} + k_{11} \cdot \sigma_{inl}^2 + k_{12} \cdot \sigma_{exh} + k_{13} \cdot \sigma_{exh}^2 \quad (2.9)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

$k_1 \dots k_{13}$: Parâmetros do modelo quase-LPV;

ϕ : Relação combustível-ar, adimensional;

\dot{m}_α : Fluxo mássico de ar através dos cilindros, $kg \cdot s^{-1}$;

d_{T_e} : Distúrbio, $N \cdot m$;

ζ : Ângulo de ignição, $^\circ APMS$;

ω_e : Rotação do motor, RPM ;

σ_{inl} : Instante angular de abertura da válvula de admissão, $^\circ$;

σ_{exh} : Instante angular de abertura da válvula de escape, $^\circ$.

Zhang *et al.* (2016) desenvolvem dois controladores, que recebem conjuntamente referências de rotação e de torque efetivo. Os controles são projetados baseados no método de Lyapunov. Um dos controladores é uma versão estendida do outro, para incluir uma lógica adaptativa. A versão adaptativa demonstrou resposta mais rápida, porém com maior sobressinal. Ambos controladores atuam sobre a válvula borboleta.

Para modelar o torque, Zhang *et al.* estabelecem uma modelagem de dois estágios, ambos os estágios com aproximações polinomiais, conforme equações (2.10), (2.11) e (2.12). O torque é considerado como função da pressão no coletor de admissão e da rotação do motor.

$$T_e = k_0(\omega_e) \cdot p_{adm} + k_1(\omega_e) \quad (2.10)$$

$$k_0(\omega_e) = k_{00} \cdot \omega_e^3 + k_{10} \cdot \omega_e^2 + k_{20} \cdot \omega_e + k_{30} \quad (2.11)$$

$$k_1(\omega_e) = k_{01} \cdot \omega_e^3 + k_{11} \cdot \omega_e^2 + k_{21} \cdot \omega_e + k_{31} \quad (2.12)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

ω_e : Rotação do motor, RPM ;

p_{adm} : Pressão dos gases reservados no coletor de admissão, Pa ;

$k_0(\omega_e)$, $k_1(\omega_e)$: Equações polinomiais em função da rotação do motor;

$k_{00} \dots k_{21}$: Constantes.

Li *et al.* (2016) estabelecem uma estratégia de controle a qual usa uma lógica *feedforward* que traduz o torque desejado, advindo da posição do pedal controlado pelo motorista, em um fluxo desejado de ar através dos cilindros conforme Equação (2.13). Através da equação de bombeamento do cilindro, estima-se a pressão no coletor de admissão que se deve ter para se obter o fluxo de ar desejado através dos cilindros. A seguir, uma lógica *feedback* de controle da pressão no coletor de admissão é estabelecida, usando-se MPC, o qual atua somente sobre a válvula borboleta. Na função custo, busca-se otimizar o erro de referência da pressão no coletor de admissão e penalizar variações no ângulo de borboleta, de forma a suavizar as variações, tornando-as mais realizáveis fisicamente, além de reduzir perdas mecânicas na válvula borboleta.

$$\dot{m}_\alpha = f_{map}(T_e, \omega_e) \quad (2.13)$$

Em que:

\dot{m}_α : Fluxo de massa de ar através dos cilindros, $kg \cdot s^{-1}$;

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

ω_e : Rotação do motor, RPM ;

f_{map} : Mapa.

Para modelar o torque, Li *et al.* fazem um quadro de consulta, levantando o torque efetivo em função do fluxo de combustível, da rotação do motor e da pressão no coletor de admissão, conforme Equação (2.14). Para testar o

controlador desenvolvido, usam-se tanto o modelo de motor feito na plataforma *Matlab/Simulink* quanto o motor virtual enDYNA, reconhecidamente um motor virtual com alta precisão. Foi observado, em ambos os casos, bom seguimento da referência tanto no regime permanente quanto no transiente.

$$T_e = f(\dot{m}_\psi, \omega_e, p_{adm}) \quad (2.14)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

\dot{m}_ψ : Fluxo de combustível injetado, $kg \cdot s^{-1}$;

ω_e : Rotação do motor, *RPM*;

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

Zarghami *et al.* (2016) controlam o torque efetivo através de uma topologia de controle que usa dois níveis: um controle *high-level* e outro *low-level*. No controle *low-level*, as posições da válvula borboleta e da válvula de recirculação dos gases de escapamento são determinadas através de uma lógica *feedforward* conforme equações (2.15) e (2.16). O ângulo de ignição, também dentro da estrutura *low-level*, é determinado através de lógica *feedback* por usar, conforme Equação (2.17), o valor de torque efetivo. O controle *high-order* efetua uma correção da referência, de forma que se aumenta ou se diminui a referência conforme o erro. Para erros positivos, por exemplo, com referência maior que o sinal medido, aumenta-se a referência. A estrutura *high-order* dispõe de um controlador PID de ordem fracionária, cujas potências fracionárias são constantes. Para estabelecer os coeficientes dos controladores, utilizou-se algoritmo genético.

$$\theta = k_1 \cdot T_d + k_2 \quad (2.15)$$

$$x_{EGR} = k_4 - k_5 \cdot T_d \quad (2.16)$$

$$\zeta = k_6 + k_7 \cdot T_s - k_8 \cdot T_e \quad (2.17)$$

Em que:

$k_1, k_2 \dots k_8$: Constantes;

θ : Ângulo de abertura da válvula borboleta, °;

T_d : Torque efetivo desejado corrigido pelo controlador *high-level*, $N \cdot m$;

x_{EGR} : Posição da válvula de recirculação dos gases de escapamento °;

T_s : Referência de torque efetivo, $N \cdot m$;

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$.

Para realizar os testes, Zhargami *et al.* usaram um motor virtual desenvolvido pela Toyota que utiliza ambiente *Matlab/Simulink*. Os atuadores usados para se controlar o torque são a válvula borboleta, a válvula de recirculação dos gases de escapamento e a bobina de ignição. Não é apresentado um modelo de torque, sendo o sinal de torque obtido da saída do modelo virtual desenvolvido pela Toyota. Como resultado, o controlador PID de ordem fracionária melhorou em torno de 9% tanto o sobressinal quanto o tempo de acomodação, quando comparado ao controlador PID convencional.

Kang e Shen (2017) comparam dois tipos de controladores diferentes, buscando controlar o torque efetivo e diminuir as emissões de óxidos de nitrogênio. Comparam-se controlador ótimo LQR (regulador quadrático linear) com MPC. No controle ótimo LQR, formula-se a função peso considerando o erro de controle e o esforço de atuação, penalizando mudanças no valor da atuação. No MPC, a função peso considera o erro de controle, o esforço de atuação e as emissões de óxidos de nitrogênio. A atuação é exercida tanto pela válvula borboleta quanto pela válvula de admissão.

Kang e Shen usam um motor 2GR-FSE com injeção direta e indireta. O torque efetivo é modelado mapeando-o em função da rotação do motor e do fluxo de ar através dos cilindros, conforme Equação (2.18). Usa-se um dinamômetro elétrico, capaz de manter torque constante, para simular distúrbios externos. O valor de torque efetivo é estimado através de um sensor virtual, que estima o torque conforme o modelo da Equação (2.18). Como resultado, ambos os controladores apresentaram bom seguimento de referência tanto no regime transiente quanto no permanente. Comparado ao controlador base original da

ECU, ambos controladores apresentaram melhora em torno de 38,8% nas emissões de óxidos de nitrogênio. O controlador LQR apresentou melhor tempo de acomodação e menor sobressinal do que o MPC.

$$T_e = f(\dot{m}_\alpha, \omega_e) \quad (2.18)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

\dot{m}_α : Fluxo de ar admitido pelo cilindro, $kg \cdot s^{-1}$;

ω_e : Rotação do motor, RPM .

Zhu *et al.* (2017) elaboram um MPC usando algoritmo sequencial programático (SQP). Este controlador trabalha com três grandezas: o fluxo de ar através da válvula borboleta, o fluxo gasoso através da válvula de recirculação dos gases de escapamento e o ângulo no qual 50% da massa da mistura gasosa se encontra queimada, posição que é notada como CA50. Há controladores para ajustar o sinal dos atuadores para cada uma das saídas citadas. Logo, há um controlador para ajustar a abertura da válvula borboleta dado o fluxo de ar desejado através da válvula borboleta, há um controlador para ajustar a posição da válvula EGR dado o fluxo gasoso desejado através da válvula de recirculação dos gases de escapamento e há um controlador para ajustar o ângulo de ignição dado o CA50 desejado.

Neste trabalho, Zhu controla a pressão média indicada efetiva (IMEP), que é calculada através do sinal do sensor de pressão interna ao cilindro. Há restrições para a solução de controle, como limitações à covariância da medida de IMEP, por estar relacionada à estabilidade de combustão, e limitações à intensidade do *knock*. Para o modelo da pressão média indicada, usa-se a Equação (2.19), baseada no trabalho de Guzzella e Onder (2010). Para levantar os resultados, Zhu comparou o controlador desenvolvido com um LPV MPC, observando uma melhora de 9,8% no seguimento da referência.

$$p_{mi} = e_\omega \cdot e_\zeta \cdot e_{egr} \cdot p_f - p_o \quad (2.19)$$

Em que:

p_{mi} : Pressão média indicada efetiva, Pa ;

e_{ω} : Fator da eficiência indicada dependente da rotação, adimensional;

e_{ζ} : Fator da eficiência indicada dependente do ângulo de ignição, adimensional;

e_{egr} : Fator da eficiência indicada dependente da recirculação de gases, adimensional;

p_f : BMEP que se obteria com eficiência global unitária, Pa ;

p_o : Pressão efetiva de bombeamento, Pa .

Gagliardi *et al.* (2022) projetam um controlador que, conjuntamente, busca controlar tanto o torque efetivo quanto a relação ar-combustível. O motor é modelado em espaço de estados, conforme trabalho de Hendricks e Sorenson (1990), usando modelos de valor médio. Desenvolve-se um controlador ótimo $H_{\infty} - LPV$ que atua sobre a abertura da válvula borboleta, a quantidade de massa de combustível injetada e a abertura da válvula *wastegate*.

Gagliardi *et al.* desenvolvem uma topologia de controle, que engloba uma rotina de ganho ajustável e uma rotina de calibração. Para se realizarem os ensaios usam um motor a gasolina turboalimentado de quatro tempos e medem o torque efetivo com um dinamômetro. Com o controle projetado, diminui-se o erro no seguimento da referência de 23% para 12% quando os resultados são comparados a de um controlador PID convencional.

d'Ambrosio *et al.* (2021) elaboram um controlador que regula tanto a pressão média líquida equivalente quanto a emissão de óxidos de nitrogênio. Projeta-se um controlador baseado em modelo que atua sobre a quantidade de massa de combustível injetada e sobre o instante de injeção. Usa-se uma topologia que aplica controle integral a fim de alcançar a convergência das variáveis-alvo.

d'Ambrosio *et al.* realizam os ensaios com um motor diesel Euro VI FPT F1C 3.0 dm^3 em bancada dinamométrica. Com o controle projetado, obtém-se uma raiz do erro quadrático médio de valor máximo 0,39 bar em todos os testes realizados, quando se compara a referência e o valor medido da pressão média

líquida equivalente. É usado o modelo de torque apresentado na Equação (2.20), baseado no trabalho de Finesso *et al.* (2017).

$$p_{me} = k_1 \cdot (p_{exh})^{k_2} \cdot (\omega_e)^{k_3} - k_4 \cdot (p_{adm})^{k_4} \cdot (\omega_e)^{k_5} \quad (2.20)$$

Em que:

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

p_{exh} : Pressão no coletor de admissão, Pa ;

ω_e : Rotação do motor, RPM ;

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

k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 : Constantes a serem identificadas para cada motor.

Quadro 2.1: Levantamento bibliográfico. Relação dos estudos com a variável controlada, atuadores usados, sensor de torque e características do motor.

Estudo	Variável controlada	Atuadores usados	Sensor de torque	Características do motor
Wiese <i>et al.</i> (2017)	Pressão média líquida equivalente	Válvula borboleta	Dinamômetro	Motor com recirculação de gases (EGR)
Kang e Shen (2016)	Torque efetivo	Válvula borboleta e válvula de admissão	Dinamômetro	Motor com VVT (tempo de válvulas variável)
Feru e Luo (2015)	Torque efetivo	Válvula borboleta, válvula de recirculação dos gases de escapamento e bobina de ignição	Dinamômetro	Motor com recirculação de gases (EGR)

Desheng <i>et al.</i> (2014)	Torque efetivo	Válvula borboleta e bobina de ignição	Saída de torque do motor virtual	Motor virtual SIS4 no software enDYDA
Majecki <i>et al.</i> (2015)	Torque efetivo	Injetor de combustível e válvula borboleta	Dinamômetro	Motor com atuação independente nas válvulas de admissão e exaustão e com injeção direta.
Zhang <i>et al.</i> (2016)	Torque efetivo e rotação do motor	Válvula borboleta	Dinamômetro de bancada	Motor V6 3.5L
Li <i>et al.</i> (2016)	Torque efetivo	Válvula borboleta	Sinal virtual do torque efetivo	Modelo de motor no Matlab/Simulink e motor virtual enDYNA
Zarghami <i>et al.</i> (2016)	Torque efetivo	Válvula borboleta, válvula de recirculação dos gases de escapamento e bobina de ignição	Sinal virtual do torque efetivo	Modelo de motor da Toyota em ambiente Matlab/Simulink
Kang e Shen (2017)	Torque efetivo	Válvula borboleta e válvula de admissão	Sinal virtual de torque efetivo	Motor 2GR-FSE com injeção direta e de porta.

Zhu <i>et al.</i> (2017)	Pressão média efetiva indicada (IMEP)	Válvula borboleta, válvula de recirculação dos gases de escapamento e bobina de ignição	Sensor de pressão interna ao cilindro	Motor com recirculação de gases (EGR)
Gagliardi <i>et al.</i> (2022)	Torque efetivo e relação ar-combustível	Válvula borboleta, válvula <i>wastegate</i> e injetor de combustível.	Dinamômetro	Motor a gasolina turboalimentado de quatro tempos
d'Ambrosio <i>et al.</i> (2021)	Pressão média líquida equivalente e emissões NO_x	Injetor de combustível e bobina de ignição.	Dinamômetro	Motor diesel Euro VI FPT F1C 3,0 dm^3

Quadro 2.2: Levantamento bibliográfico. Continuação do quadro anterior. Relação dos estudos com a técnica usada para controlar, resultados e modelo usado.

Estudo	Técnica usada para controlar	Resultados	Modelo usado
Wiese <i>et al.</i> (2017)	Modelo inverso	3% de erro no seguimento da referência	Ajuste de curvas no GT-Power
Kang e Shen (2016)	Controle ótimo, usando LQR	Bom seguimento da referência nos regimes	Curvas de torque através de ajustes polinomiais

		permanente e transiente	
Feru e Luo (2015)	MPC ótimo, controle PI e controle feedforward	Melhora de até 93% no erro de referência.	Mapa de quatro dimensões.
Desheng <i>et al.</i> (2014)	Controle feedforward	Melhorou o máximo torque fornecido comparado ao controlador do enDYDA.	Modelo de dois estágios com aproximações polinomiais
Majecki <i>et al.</i> (2015)	MPC com estimador de Kalman.	Bom seguimento da referência e baixa capacidade de rejeição de distúrbio.	Modelo quasi-LPV.
Zhang <i>et al.</i> (2016)	Controles baseados em Lyapunov. Uma versão adaptativa extendida.	A versão adaptativa demonstrou resposta mais rápida, porém maior sobressinal.	Modelagem em dois estágios com aproximações polinomiais.
Li <i>et al.</i> (2016)	Controle com lógica feedforward e feedback MPC.	Bom seguimento da referência tanto no regime permanente quanto no transiente.	Mapeado em função do fluxo de combustível, da rotação e da pressão de admissão.
Zarghami <i>et al.</i> (2016)	Estrutura high-level: Controlador PID de ordem	Melhora em torno de 9% tanto do sobressinal	Não é apresentado modelo, pois se

	fracionária. Estrutura low-level: controle feedforward e feedback.	quanto do tempo de acomodação.	usa o motor virtual desenvolvido pela Toyota.
Kang e Shen (2017)	Controle feedforward, MPC e controle LQR	O controlador LQR possui melhor tempo de acomodação e menor sobressinal do que o MPC	Mapa de três dimensões
Zhu <i>et al.</i> (2017)	Controle de dois estágios usando MPC resolvido com algoritmo SQP	O MPC resolvido com SQP apresentou melhora de 9,8% no seguimento da referência comparado ao LPV MPC	Modelo de IMEP baseado no trabalho de Guzzella e Onder (2010)
Gagliardi <i>et al.</i> (2022)	Controlador ótimo $H_{\infty} - LPV$	12% de erro no seguimento da referência	Modelo de torque baseado no trabalho de Hendricks e Sorenson (1990)
d'Ambrosio <i>et al.</i> (2021)	Controle baseado em modelo	Obtém-se uma raiz do erro quadrático médio de valor máximo 0,39 bar em todos os testes realizados	Modelo de torque baseado no trabalho de Finesso <i>et al.</i> (2017)

3. Metodologia

Inicialmente, é realizada uma revisão bibliográfica dos modelos de motores a combustão interna, voltados ao desenvolvimento de projetos de controle, de forma a se identificar um modelo e uma abordagem que englobe todos os fenômenos almejados. Também deve-se verificar diferentes abordagens para um mesmo modelo, e modelos similares. Depois, em laboratório, há uma análise crítica dos modelos levantados, de forma a se verificar se as simplificações, assunções são adequadas e se o modelo é de fato capaz de estimar as variáveis de interesse.

A seguir, identificam-se todos os parâmetros dos modelos, que variam conforme o motor em estudo, podendo também variar segundos as condições de operação do motor, como condições de carga e rotação, por exemplo. Os dados usados para se identificar o modelo são, portanto, dados coletados em laboratório. A seguir, outros dados são coletados, exclusivamente com o produto de se realizar uma validação. Ou seja, dados distintos dos dados de identificação são usados agora para validar o modelo.

O sistema modelado possui suas entradas e as saídas estimadas. Com os dados de validação, eu alimento a entrada desses modelos, de forma a se ter os valores estimados. Esses valores, então, são comparados com os valores medidos. O módulo da diferença entre o valor medido e o valor estimado é o erro absoluto.

Com os parâmetros identificados e validados, o modelo com os parâmetros identificados pode agora ser programado em um software de simulação. Nessa etapa, utilizou-se o software *Matlab/Simulink*. Logo, todo o modelo do motor foi programado em *Simulink*, gerando um motor virtual, que possui uma relação entrada-saída semelhante ao motor real, conforme processo de validação.

Com a presença desse motor virtual no ambiente *Matlab/Simulink*, é possível dessa forma projetar controladores no mesmo ambiente para os testar. Vários controladores foram inicialmente projetados, como controladores preditivos, ótimos e estocásticos, porém o trabalho de desenvolvimento apenas continuou

com os controladores que apresentaram melhor desempenho no ambiente *Matlab/Simulink*. Estes controladores foram: o controlador PID, o controlador RNA-PID, o controlador PI adaptativo e o controlador FMD.

Os controladores foram calibrados no ambiente *Matlab/Simulink*, analisando as métricas de performance de controle. Houve um processo de sintonia, se forma a identificar parâmetros que resultassem em um melhor seguimento da referência, sem presença de sobressinais significativos, com tempo de ajuste adequado no regime transiente e sem erro considerável no regime permanente.

A seguir, o modelo de torque foi programado no software *ASCET-ETAS*. O objetivo dessa inclusão é o fato do motor não possui um sensor de torque na frota comercial, devido ao seu alto custo. Dessa forma, o modelo de torque deve ser incluso no projeto da ECU, de forma a desempenhar a função de um estimador de torque ou sensor virtual de torque. A saída desse estimador de torque é mais precisa que a saída do modelo de torque no ambiente *Matlab/Simulink*, pois nesse ambiente o modelo de torque trabalha com a pressão de admissão estimada no modelo de admissão de ar e com a relação ar-combustível estimada no modelo dos percursos da mistura ar-combustível. Já o estimador de torque na ECU recebe os valores medidos de pressão de admissão e relação ar-combustível, devido à presença dos sensores. Logo, os erros associados à estimativa da pressão no coletor de admissão e à estimativa da relação ar-combustível não estão presentes no estimador de torque na ECU.

Os controladores são, então, também programados no software *ASCET-ETAS*. Os valores iniciais dos parâmetros calibráveis são os que apresentaram bom desempenho no ambiente *Matlab/Simulink*. O software *ASCET-ETAS* gera arquivos *.a2l* e *.hex*, que são usados para programar o projeto na ECU, em um processo conhecido como ECU flash. Esse processo é realizado pelo software *INCA-ETAS*, que se comunica diretamente com a ECU, tendo capacidade de programa-la, assim como enviar e receber dados.

O processo de sintonia deve ocorrer novamente, pois os valores de calibração usados no ambiente *Matlab/Simulink* podem não ser os mais adequados, agora

que o motor real está acoplado a um dinamômetro em um ambiente laboratorial. Logo, novo processo de sintonia ocorre, com o uso do software *INCA-ETAS*, capaz de alterar os parâmetros de calibração mesmo durante o funcionamento do motor.

O software *INCA-ETAS* é utilizado para a leitura de vários sinais presentes na rede de sensores equipada no laboratório. Usa-se, conjuntamente, o software *E_CAT* para a leitura de outros sinais não comumente presentes na ECU, como leituras de temperatura de óleo em termopares adicionais implementados no laboratório e para a leitura da tensão do dinamômetro que se refere à medida de torque.

Por fim, testam-se os controladores calibrados. Os resultados obtidos são gravados no software *INCA-ETAS* e analisados no software *MDA-ETAS*, de forma a se comparar os valores de referência de torque com os valores estimados de torque. As curvas que justapõe o sinal de referência com o sinal estimado são então obtidas em diversas condições de operação do motor, como diferentes rotações e carga, de forma a servirem de validação do controle projetado.

Esta pesquisa, portanto, emprega diferentes abordagens de controle no desenvolvimento de controladores de torque para uma Unidade de Controle Eletrônica (ECU). Quatro controladores de torque foram testados em um motor montado em uma bancada dinamométrica: um controlador proporcional, integral e derivativo (PID), um controlador híbrido que combina PID com redes neurais artificiais (RNA), um controlador proporcional e integral (PI) adaptativo e um controlador *fuzzy* com modos deslizantes (FMD).

O processo começa com a modelagem do motor e o desenvolvimento de um modelo de torque no ambiente *Matlab/Simulink*. Diversos controladores são testados com esse modelo de torque no ambiente *Matlab/Simulink*. Posteriormente, os controladores que apresentaram bom desempenho nos testes são programados na ECU usando arquivos *.a2l* e *.hex* gerados pelo software *ASCET-ETAS*. A ECU é então conectada ao motor montado em uma

bancada dinamométrica, onde são realizados os testes. Um estimador de torque também é programado na ECU, de forma a desempenhar a função de um sensor virtual de torque. Esse procedimento é necessário, pois não é habitual haver sensor de torque na frota comercial, devido ao seu custo.

Inicia-se, portanto, implementando-se os modelos no ambiente de simulação *Matlab/Simulink* e validando-os após a identificação dos parâmetros. Em seguida, os controladores são implementados também no ambiente *Matlab/Simulink*, onde seu desempenho é avaliado, após os processos de calibração e sintonia. A próxima etapa envolve a programação tanto do estimador de torque quanto do controlador na ECU, visando avaliar a performance de cada sistema de controle desenvolvido.

4. Conceitos de motores a combustão interna

Nesse capítulo, realiza-se uma revisão sobre motores a combustão interna. Conceitos clássicos são apresentados tanto referentes ao funcionamento do motor quanto referentes à metodologia no desenvolvimento de modelagem e controle para motores a combustão interna.

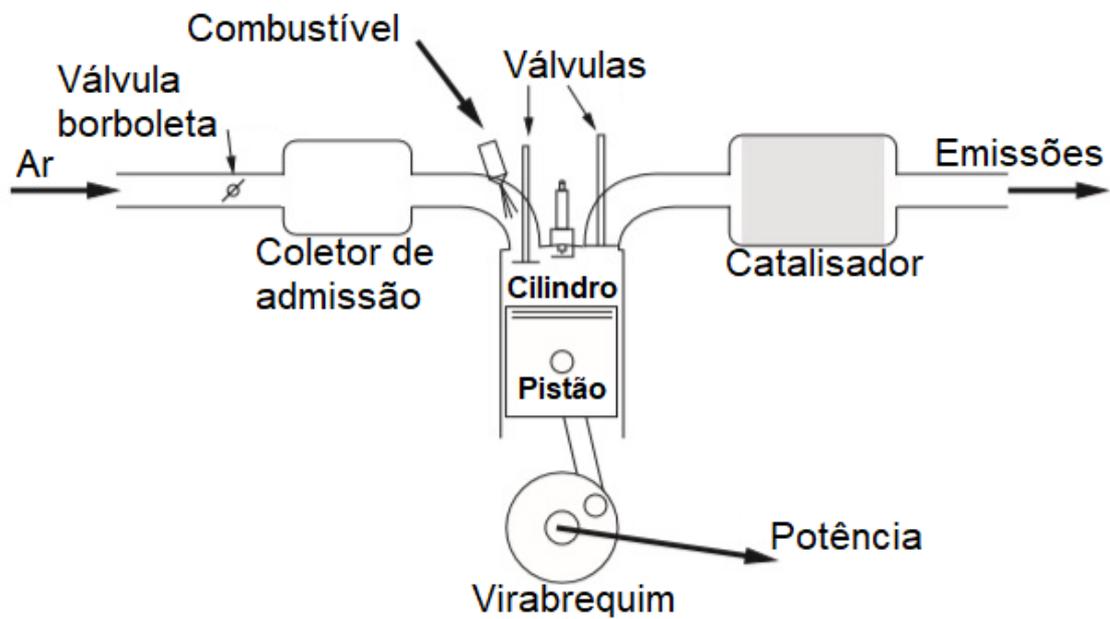
4.1. Motor

O motor a combustão interna é uma máquina térmica responsável pela transformação de energia química em energia mecânica. A admissão de energia química pelo motor se realiza através da injeção de combustível. Junto com o comburente, no caso o oxigênio do ar atmosférico, é formada uma mistura a ser queimada. Usa-se a pressão causada por essa queima para a produção de energia mecânica.

O motor em estudo neste trabalho é um motor alternativo. Neste, há um pistão que realiza um movimento alternativo, indo de um ponto superior a um ponto inferior. Estando ligado a uma árvore de manivelas por meio da biela, este pistão transforma a energia da combustão em energia rotacional mecânica. A explosão provoca o movimento alternativo do pistão, girando-se a árvore de manivelas (Brunetti, 2012).

A tomada de ar é realizada através do duto de admissão, no qual se encontra a válvula borboleta, que irá controlar o fluxo de ar. A seguir, em motor com injeção indireta, o ar se mistura com o combustível injetado, formando a mistura ar-combustível a ser queimada. A queima ocorre dentro do cilindro, no qual há o pistão. O gás é expelido para o sistema de exaustão, passando por um catalisador que efetuará o tratamento dos poluentes. Vide Figura 4.1.

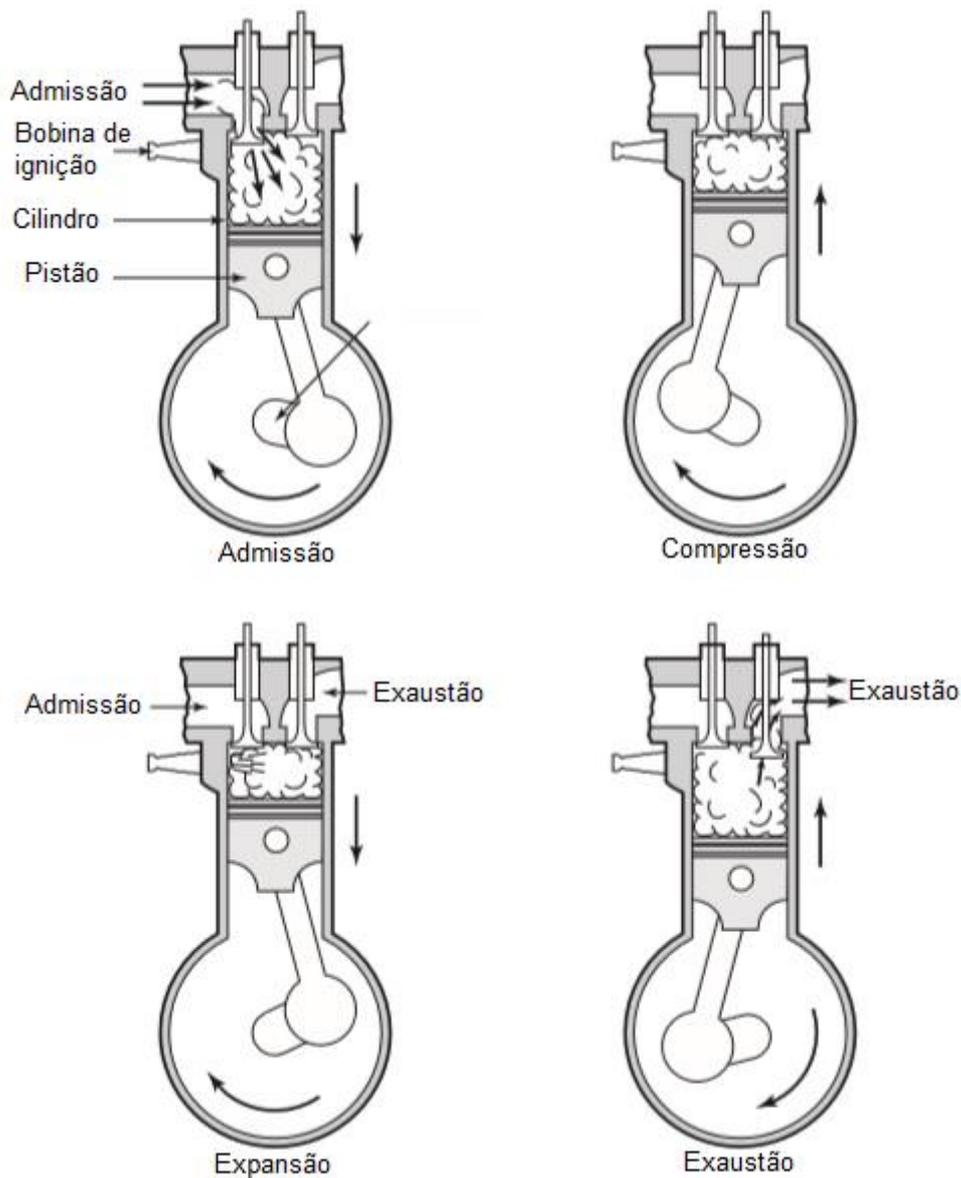
Figura 4.1: Esquema genérico de um motor.



Fonte: Eriksson e Nielsen (2014)

O motor opera em quatro tempos, conforme Figura 4.2. No primeiro, nominado ciclo de admissão, a mistura ar-combustível é aspirada com o movimento descendente do pistão. No segundo, nominado ciclo de compressão, a válvula de admissão estará fechada e a câmara de combustão estará isolada, não havendo troca de gases com o ambiente externo. A mistura nesse ciclo é comprimida. Ocorre a centelha para se iniciar a combustão. Há aumento da pressão e temperatura dos gases devido à combustão. No terceiro, nominado ciclo de expansão, a mistura aquecida com pressão maior gera trabalho sobre o pistão. No quarto, nominado ciclo de exaustão, a válvula de escape é aberta e o gás é expurgado com o movimento ascendente do pistão (Brunetti, 2012).

Figura 4.2: Quatro tempos do motor.



Fonte: Ferguson e Kirkpatrick (2015)

4.2. Modelagem e controle

Comumente, modela-se a planta que se deseja controlar para possibilitar a elaboração e simulação do controle a ser usado. Com o modelo da planta, pode-se depreender a estratégia de controle mais adequada, pois há diferentes técnicas de controle para diferentes plantas. A importância de se simular os projetos de controle é outro ponto a se justificar a modelagem da planta. Pode-

se programar os modelos em um ambiente de simulação para, conjuntamente com o controlador projetado, poder avaliar o modelo e o controlador.

4.3. ECU (unidade de controle eletrônica)

Grande parte do avanço tecnológico ocorrido na área de motores a combustão interna deve-se ao desenvolvimento de unidades de controle eletrônicas (ECU), que são *hardwares* de controle robusto responsáveis por comandar os atuadores a partir dos sinais dos sensores presentes no motor, com o uso de algoritmos internos de controle. A ECU é fundamental para se atender as legislações ambientais sobre emissões de poluentes, além de realizar funções importantes de monitoramento, diagnose e segurança (Eriksson e Nielsen, 2014).

4.4. Atuadores

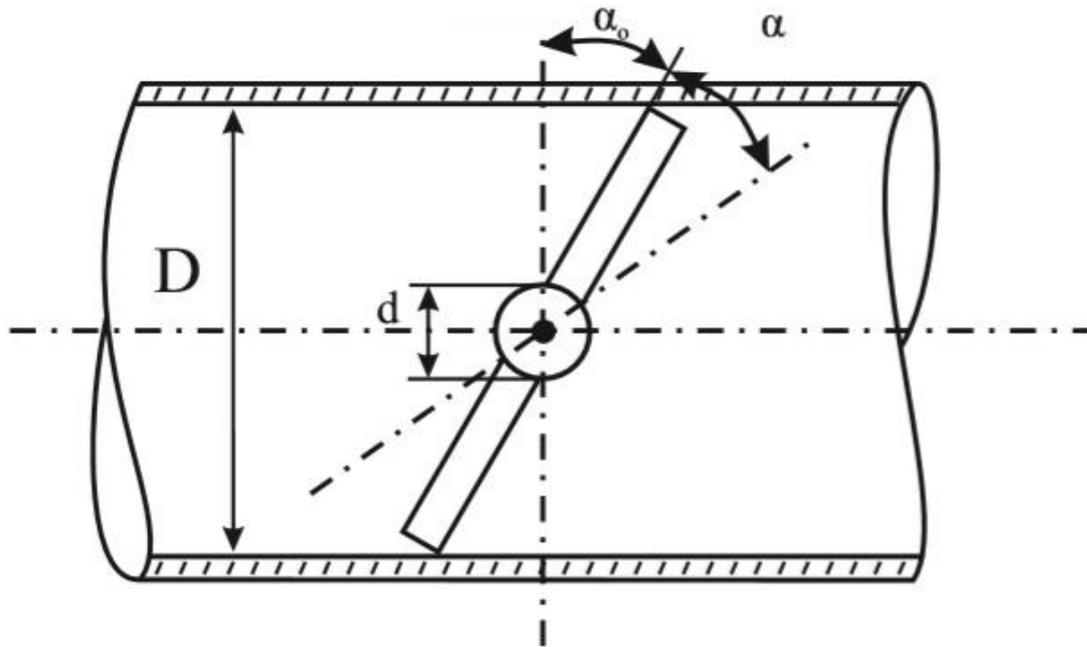
Nessa subseção, uma revisão é apresentada sobre alguns atuadores de importância para a área de motores a combustão.

4.4.1. Válvula borboleta

A tomada de ar do motor é realizada através de um duto de admissão de ar, no qual se encontra um componente nominado válvula borboleta, responsável por controlar a quantidade de ar que será admitida. A válvula borboleta atua estrangulando o fluxo de ar.

A válvula borboleta consiste em um cilindro, no qual se encontra um eixo, conforme Figura 4.3. Nesse eixo, está acoplada uma placa responsável por estrangular o fluxo de ar. Esse estrangulamento ocorre devido à geometria da válvula borboleta mudar conforme se altera o seu ângulo de abertura, o qual facilita o fluxo de ar em aberturas maiores e o restringe em aberturas menores (Moskwa, 1988).

Figura 4.3: Válvula borboleta. α_0 é o ângulo no qual a válvula se encontra fechada. α é um ângulo genérico de abertura da válvula. d é o diâmetro do eixo da válvula e D é o diâmetro do duto de admissão de ar.



Fonte: Isermann (2014)

Moskwa (1988) desenvolveu a Equação (4.1) para se obter a área de abertura da válvula borboleta em função do ângulo de abertura para dutos cilíndricos de tomada de ar. Estabelece-se como α_0 o ângulo da válvula borboleta quando fechada, relativo ao duto de tomada de ar, e, quando a válvula borboleta estiver aberta, estabelece-se $\alpha_0 + \alpha$ como o ângulo da válvula borboleta com relação ao duto de tomada de ar, sendo α chamado de ângulo de abertura da válvula borboleta.

$$\begin{aligned}
 A(\alpha) = & \frac{-d \cdot D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{d \cdot D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d \cdot \cos(\alpha_0)}{D \cdot \cos(\alpha_0 + \alpha)} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\
 & + \frac{D^2}{2} \cdot \arcsin \left(\left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right) - \frac{D^2}{2} \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_0 + \alpha)}{\cos(\alpha_0)} \right) \\
 & \cdot \arcsin \left(\left[1 - \left(\frac{d \cdot \cos(\alpha_0)}{D \cdot \cos(\alpha_0 + \alpha)} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right) \quad (4.1)
 \end{aligned}$$

Em que:

A : Área de abertura da válvula borboleta, m^2 ;

d : Diâmetro do eixo da válvula borboleta, m ;

D : Diâmetro do duto de tomada de ar, m ;

α_0 : Ângulo da válvula borboleta quando fechada, $^\circ$;

α : Ângulo de abertura da válvula borboleta com relação à válvula fechada, $^\circ$.

Quando a abertura da válvula borboleta estabelecer a condição da Equação (4.2) (válvula borboleta quase completamente aberta), devido ao efeito do eixo da válvula borboleta, usa-se a Equação (4.3). Para ângulos elevados de abertura, a área de abertura não se altera devido ao diâmetro do eixo.

$$\alpha \geq (\arccos(\frac{d}{D} \cdot \cos(\alpha_0)) - \alpha_0) \quad (4.2)$$

$$A(\alpha) = \frac{D^2}{2} \cdot \arcsin([1 - (\frac{d}{D})^2]^{\frac{1}{2}}) - \frac{d \cdot D}{2} \cdot [1 - (\frac{d}{D})^2]^{\frac{1}{2}} \quad (4.3)$$

Caso se desconsidere o efeito do eixo da válvula borboleta, pode ser usada a simplificação realizada por Kang e Shen (2016) conforme Equação (4.4).

$$A(\alpha) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left(1 - \frac{\cos(\alpha_0 + \alpha)}{\cos(\alpha_0)}\right) \quad (4.4)$$

Atualmente, os dutos de admissão podem ter formatos bem diversos, o que pode tornar difícil o equacionamento da abertura da válvula borboleta. Eriksson e Nielsen (2014) recomendam, então, se parametrizar a área de abertura usando representações trigonométricas ou polinomiais conforme equações (4.5) e (4.6), sendo A_0 , A_1 e A_2 parâmetros identificados.

$$A(\alpha) = A_0 + A_1 \cdot \cos(\alpha) + A_2 \cdot \cos^2(\alpha) \quad (4.5)$$

$$A(\alpha) = A_0 + A_1 \cdot \alpha + A_2 \cdot \alpha^2 \quad (4.6)$$

A dinâmica de atuação da válvula borboleta (relação entre o sinal de controle enviado pela ECU e o ângulo de abertura da válvula borboleta) é modelada por Kang e Shen (2016) como um sistema de primeira ordem conforme Equação (4.7).

$$\frac{d}{dt}\alpha(t) = \frac{1}{t_{\alpha}} \cdot (-\alpha(t) + u_{\alpha}(t - t_{d\alpha})) \quad (4.7)$$

Em que:

$\alpha(t)$: Ângulo de abertura da válvula borboleta em função do tempo, °;

t_{α} : Constante de tempo da dinâmica da válvula borboleta, s;

u_{α} : Sinal de controle enviado pela ECU, °;

$t_{d\alpha}$: Atraso do sistema, s.

4.4.2. Vela de ignição

O sistema de ignição é responsável por fornecer uma centelha elétrica, que provocará a combustão em cada cilindro. A combustão da mistura ar-combustível é iniciada pela vela de ignição, que gera a faísca no instante angular determinado pela ECU.

4.4.3. Injetor de combustível

O injetor de combustível, conjuntamente com todo o subsistema de combustível, é responsável por fornecer, por ciclo e no instante angular designado, uma quantidade precisa e adequada de combustível. Uma bomba elétrica é responsável por pressurizar o combustível, o qual é armazenado e distribuído aos injetores de combustível pelo tubo distribuidor (Brunetti, 2012).

4.5. Sensores

Nessa subseção, uma revisão é apresentada sobre alguns sensores de importância para a área de motores a combustão.

4.5.1. Sensor de temperatura do líquido arrefecedor

Há um sensor que mede a temperatura do líquido arrefecedor saindo do motor. Este sensor é responsável por fornecer o valor desta temperatura, que deve ser monitorada pela ECU para ficar em torno de 90 graus. Mesmo no processo de aquecimento do motor, esta temperatura deve ser atingida o mais rápido possível (Brunetti, 2012). A predição da medida deste sensor tem sua importância no impacto que a temperatura do motor exerce na fricção das partes móveis, devido à sensibilidade do lubrificante à temperatura. Há diferentes viscosidades para diferentes temperaturas, impactando nas perdas por fricção.

4.5.2. Sensor de temperatura e pressão de admissão

Há um sensor, nominado sensor de pressão absoluta e temperatura do coletor de admissão (TMAP), responsável por medir tanto a pressão quanto a temperatura dos gases contidos no coletor de admissão.

O conhecimento da pressão no coletor de admissão é fundamental para a análise de quase todos os fenômenos que serão modelados neste trabalho, pois a pressão de admissão está fortemente relacionada à energia a ser produzida pelo motor. A temperatura de admissão terá importância na própria predição da pressão no coletor de admissão, como será visto adiante.

4.5.3. Sensores de temperatura e pressão de exaustão

Na sala de ensaios, acrescentam-se sensores para medir a pressão e a temperatura no coletor de exaustão. A pressão no coletor de escape será importante para determinar as perdas por bombeamento, assim como a temperatura no coletor de escape corroborará na determinação do fluxo energético no sistema de escape.

4.5.4. Sensor *throttle position sensor* (TPS)

A medição do ângulo de abertura da válvula borboleta é fundamental devido à relação da abertura da válvula com o fluxo de ar admitido. O sensor responsável pela medição desta abertura é o *throttle position sensor* (TPS).

4.5.5. Sensor de fluxo de ar

O sensor de fluxo de ar, equipado no duto de admissão, é responsável por medir o fluxo de ar admitido pelo motor. O conhecimento do fluxo de ar é necessário para o correto equacionamento e gerenciamento do fluxo de combustível injetado, para a adequada formação da mistura ar-combustível.

4.5.6. Sensor de rotação

Este sensor identifica tanto a rotação do motor quanto o instante angular de cada cilindro. O conhecimento do instante angular é fundamental para se determinar com precisão os momentos de ignição e injeção (Brunetti, 2012). O instante de injeção tem forte influência sobre a vaporização do combustível, a qual precisa ser adequada para se formar uma mistura ar-combustível mais homogênea possível. O instante de ignição está vinculado à geração de energia útil e a ocorrência do fenômeno de detonação. Além disso, o conhecimento da rotação do motor é necessário para uma série de estratégias de controle e os próprios modelos comumente são dependentes da rotação.

4.5.7. Sensor de concentração de oxigênio

Usa-se um sensor para medir a concentração de oxigênio nos gases de exaustão, comumente chamado de sonda lambda. Esta medida é necessária para se determinar a relação ar-combustível da mistura.

4.6. Dinamômetro

A rotação do motor é controlada, para se manter constante, pela unidade de controle do dinamômetro. Este também realiza a leitura de torque produzido pelo motor. O dinamômetro usado é um passivo hidráulico, no qual há uma balança ou célula de carga que mede a potência dispendida na turbulência da água para se inferir o torque no rotor do dinamômetro (Brunetti, 2012). Apenas foi realizado testes com um dinamômetro ativo em situações específicas, devido ao seu custo de uso.

5. Sistema de ar

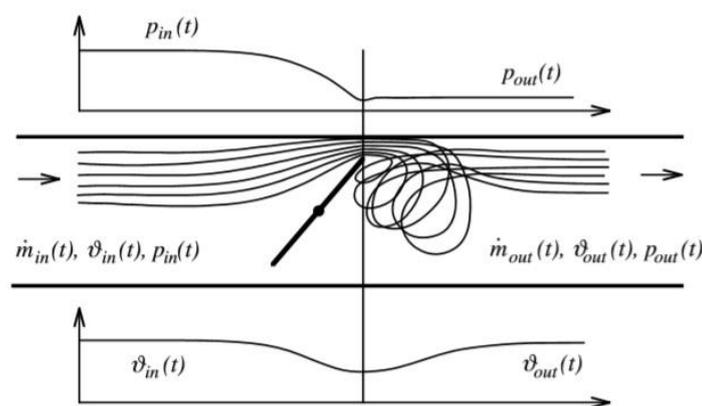
A modelagem do sistema de ar tem sua importância para este trabalho na estimativa de vários parâmetros necessários para se modelar o torque. Neste capítulo, serão expostas técnicas para se obter o fluxo mássico de ar e a pressão no coletor de admissão.

5.1. Válvula borboleta

Integra o modelo do sistema de ar o equacionamento do fluxo mássico através da válvula borboleta. O fluxo advindo da válvula borboleta alimenta o coletor de admissão, sendo, portanto, um componente para se prever a derivada da massa contida no coletor de admissão.

Guzzella e Onder (2010) modelam a válvula borboleta como um orifício isotérmico que estrangula o fluxo, conforme Figura 5.1. As seguintes aproximações são realizadas: ausência de fricção no fluxo, sem efeito inercial devido ao coletor de admissão (considera-se o coletor de admissão consideravelmente maior que o duto de admissão), fluxo unidimensional, sem perdas no estrangulamento do fluxo, a energia cinética advinda do estrangulamento é dissipada como energia térmica na expansão plenamente turbulenta. A Equação (5.1), referente a um fluxo unidirecional por um orifício, é obtida para se estimar o fluxo mássico através da válvula borboleta.

Figura 5.1: Modelagem do fluxo através da válvula borboleta pelo duto.



Fonte: Guzzella e Onder (2010)

$$\dot{m}(t) = c_d \cdot A(t) \cdot \frac{p_{in}(t)}{\sqrt{R \cdot \vartheta_{in}(t)}} \cdot \Psi\left(\frac{p_{in}(t)}{p_{out}(t)}\right) \quad (5.1)$$

Em que:

$\dot{m}(t)$: Fluxo mássico de ar através da válvula borboleta, $kg \cdot s^{-1}$;

c_d : Coeficiente de descarga da válvula borboleta, adimensional;

$p_{in}(t)$: Pressão do fluxo adentrando na válvula borboleta, Pa ;

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

$\vartheta_{in}(t)$: Temperatura do fluxo adentrando na válvula borboleta, K ;

$p_{out}(t)$: Pressão do fluxo saindo da válvula borboleta, Pa ;

$\Psi()$: Função fluxo, adimensional.

t : Tempo, s ;

A função fluxo é definida conforme Equação (5.2) (Moran *et al.*, 2010).

$$\Psi\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right) = \begin{cases} \sqrt{\kappa \cdot \left[\frac{2}{\kappa + 1}\right]^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} & \text{para } p_{out} < p_{cr} \\ \left[\frac{p_{out}}{p_{in}}\right]^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} & \text{para } p_{out} \geq p_{cr} \end{cases} \quad (5.2)$$

Em que:

κ : A razão de calores específicos, adimensional;

p_{cr} : Pressão crítica na qual o fluxo atinge, no orifício, a condição sônica, Pa .

A pressão crítica pode ser formulada conforme Equação (5.3).

$$p_{cr} = \left[\frac{2}{\kappa + 1}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \cdot p_{in} \quad (5.3)$$

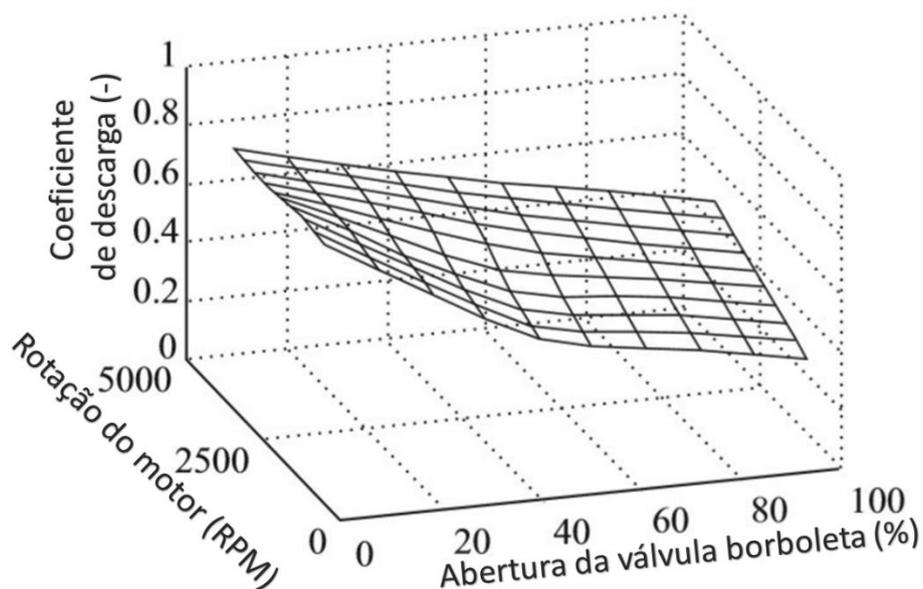
Para o ar de admissão, $\kappa \approx 1.4$. Dessa forma, a aproximação da Equação (5.4) pode ser realizada.

$$\Psi\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2}} & \text{para } p_{out} < p_{cr} \\ \sqrt{\frac{2 \cdot p_{out}}{p_{in}} \cdot \left[1 - \frac{p_{out}}{p_{in}}\right]} & \text{para } p_{out} \geq p_{cr} \end{cases} \quad (5.4)$$

Eriksson e Nielsen (2014) apontam que o coeficiente de descarga da válvula borboleta não será constante, pois o padrão do fluxo é diferente conforme a abertura da válvula borboleta. Eles estabelecem, assim como Moskwa (1988), que o coeficiente de descarga deve ser função do ângulo de abertura da válvula, ou seja, $c_d(\alpha)$.

Müller (2003) modela o coeficiente de descarga da válvula borboleta como uma função tanto da rotação do motor como da abertura da válvula borboleta. Levantou essa relação através de uma curva tridimensional conforme Figura 5.2. A rotação, de fato, impacta no coeficiente de descarga da válvula borboleta, pois altera a sucção de ar para uma mesma abertura da válvula e uma mesma pressão no coletor de admissão. Para se sustentar a mesma pressão no coletor de admissão com a mesma abertura da válvula, fluxos diferentes devem ocorrer em diferentes rotações do motor.

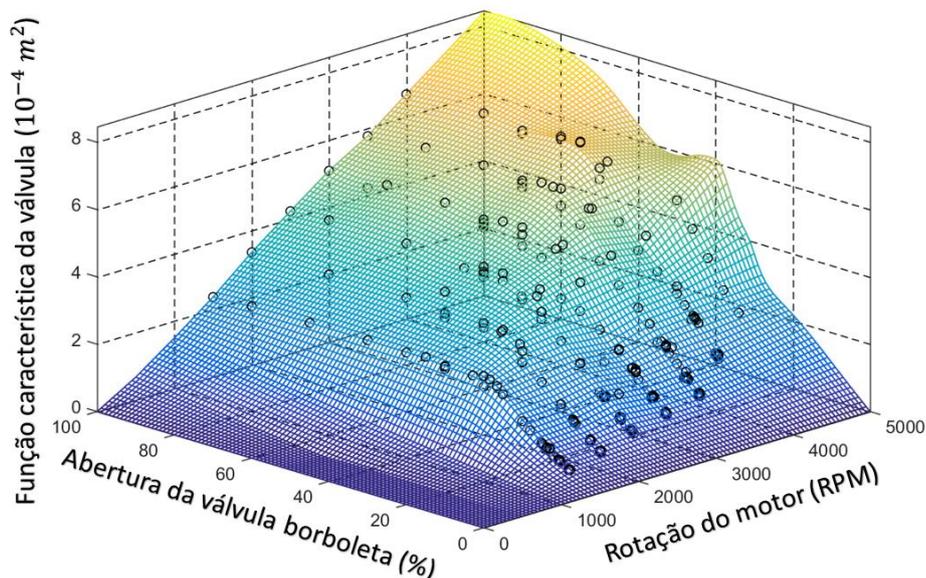
Figura 5.2: Coeficiente de descarga da válvula borboleta mapeado em função do ângulo de abertura da válvula e da rotação do motor.



Fonte: Müller (2003)

O produto entre o coeficiente de descarga da válvula borboleta e a área de abertura pode ser chamado de função característica da válvula borboleta (Moskwa, 1988). Consonante ao coeficiente de descarga, a função característica da válvula borboleta pode ser mapeada em função da rotação do motor e da abertura da válvula borboleta, conforme Figura 5.3.

Figura 5.3: Função característica da válvula borboleta mapeada em função do ângulo de abertura da válvula e da rotação do motor.



Fonte: Maggio (2019)

5.2. Coletores

Guzzella e Onder (2010) modelam os coletores, tanto de admissão quanto de escape, como reservatórios de massa e de energia. O equacionamento do coletor de admissão é fundamental para a predição da pressão de admissão. Conhecendo a quantidade instantânea de massa gasosa e a temperatura desta massa, pode-se prever a pressão dos gases reservados no coletor. A série temporal da massa no coletor de admissão pode ser formulada conforme Equação (5.5) (Guzzella e Onder, 2010).

$$\frac{d}{dt}m(t) = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \quad (5.5)$$

Em que:

$m(t)$: Massa contida no coletor, kg ;

$m_{in}^{\dot{}}(t)$: Fluxo mássico de entrada no coletor, $kg \cdot s^{-1}$;

$m_{out}^{\dot{}}(t)$: Fluxo mássico de saída no coletor, $kg \cdot s^{-1}$.

Ademais, aproxima-se, para a estimativa a seguir, o ar no coletor de admissão como um gás ideal (Moskwa, 1988). Considera-se, então, que se aplica a lei dos gases para o caso em questão, conforme Equação (5.6).

$$p(t) \cdot V = m(t) \cdot R \cdot \vartheta(t) \quad (5.6)$$

Em que:

$p(t)$: Pressão no coletor, Pa ;

V : Volume do coletor, m^3 ;

$m(t)$: Massa gasosa contida no coletor, kg ;

R : Constante universal dos gases $Pa \cdot m^3 \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$;

$\vartheta(t)$: Temperatura dos gases no coletor, K .

Caso o tempo de permanência do gás no coletor seja desprezível ou quando a razão área-volume é consideravelmente pequena, ambas as situações indicando irrelevante troca térmica com o ambiente externo, pode-se aplicar a formulação adiabática, que considera que o gás sai do coletor com temperatura próxima da que entrou. Com estas simplificações, podem-se usar as equações (5.7) e (5.8) (Guzzella e Onder, 2010).

$$\frac{d}{dt}p(t) = \frac{R \cdot \vartheta(t)}{V} \cdot [m_{in}^{\dot{}}(t) - m_{out}^{\dot{}}(t)] \quad (5.7)$$

$$\vartheta_{in}(t) \approx \vartheta(t) \approx \vartheta_{out}(t) \quad (5.8)$$

Em que:

$\vartheta_{in}(t)$: Temperatura dos gases adentrando no coletor, K ;

$\vartheta_{out}(t)$: Temperatura dos gases saindo do coletor, K .

5.3. Cilindro

O motor a combustão interna pode ser considerado como uma bomba de ar. O motor, no seu comportamento alternativo, admite e expurga o gás. A formulação de uma bomba de ar real segue conforme Equação (5.9). O distanciamento entre o motor, como bomba de ar real, e uma bomba de ar ideal é realizado pela eficiência volumétrica λ_l , a qual é igual a um para bomba de ar ideal (Sürmen *et al.*, 2023).

$$\dot{m}(t) = \rho_m(t) \cdot \lambda_l \cdot \frac{V_d \cdot \omega_e(t)}{4\pi} \quad (5.9)$$

Em que:

$\dot{m}(t)$: Valor médio do fluxo mássico gasoso através do cilindro, $kg \cdot s^{-1}$;

$\rho_m(t)$: Densidade dos gases contidos no coletor de admissão, $kg \cdot m^{-3}$;

λ_l : Eficiência volumétrica, adimensional;

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

$\omega_e(t)$: Rotação do motor, $rad \cdot s^{-1}$.

A eficiência volumétrica que, portanto, é uma medida da capacidade do motor de bombear a mistura gasosa, depende de uma série de fatores. Eriksson e Nielsen (2014) elencam como os principais parâmetros que afetam a eficiência volumétrica a rotação do motor, a pressão no coletor de admissão, a vaporização do combustível e a temperatura do motor.

Guzzella e Onder (2010) expõem uma expressão para a eficiência volumétrica conforme Equação (5.10). Para se usar esta expressão, assume-se que os gases são perfeitos, que os processos são isentrópicos, que o ciclo Otto é ideal e que a pressão no escape é constante. A expressão leva em consideração os efeitos da expansão dos gases residuais.

$$\lambda_l = \frac{V_c + V_d}{V_d} - \left(\frac{p_{out}}{p_m} \right)^{1/\kappa} \cdot \frac{V_c}{V_d} \quad (5.10)$$

Em que:

λ_l : Eficiência volumétrica, adimensional;

V_c : Volume total das câmaras de combustão, m^3 ;

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

p_{out} : Pressão no coletor de escape, Pa ;

p_m : Pressão no coletor de admissão, Pa ;

κ : Razão de calores específicos, adimensional.

Andersson e Eriksson (2004), além dos efeitos dos gases residuais, desenvolvem a Equação (5.11) que leva em consideração o efeito do resfriamento da injeção de combustível, que é considerável principalmente nos momentos em que se aumenta o tempo de injeção para a reciclagem do catalisador. Ao se levar em consideração os efeitos deste resfriamento, Andersson e Eriksson melhoraram o erro relativo, que antes era 10% e passou a ser 3%.

$$\lambda_l = K_1 \cdot \frac{r_c - \left(\frac{p_{out}}{p_m}\right)^{1/\kappa}}{r_c - 1} \cdot \frac{T_{im}}{T_{im} - K_2 \cdot \left(1/\lambda - 1\right)} \quad (5.11)$$

Em que:

λ_l : Eficiência volumétrica, adimensional;

K_1, K_2 : Constantes;

r_c : Taxa de compressão, adimensional;

p_{out} : Pressão no coletor de escape, Pa ;

p_m : Pressão no coletor de admissão, Pa ;

κ : Razão de calores específicos, adimensional;

λ : Relação ar-combustível, adimensional;

T_{im} : Temperatura dos gases reservados no coletor de admissão, K .

Hendricks e Sorenson (1990) consideram que os principais parâmetros que afetam a eficiência volumétrica são a rotação do motor e a pressão no coletor de

admissão. Sugerem, desta forma, modelar a eficiência volumétrica como um polinômio em função apenas destas duas grandezas conforme Equação (5.12).

$$\lambda_l = \lambda_{l,0} + \lambda_{l,1} \cdot \omega_e + \lambda_{l,2} \cdot \omega_e^2 + \lambda_{l,3} \cdot p_{adm} \quad (5.12)$$

Em que:

λ_l : Eficiência volumétrica, adimensional;

$\lambda_{l,0}, \lambda_{l,1}, \lambda_{l,2}, \lambda_{l,3}$: Parâmetros polinomiais;

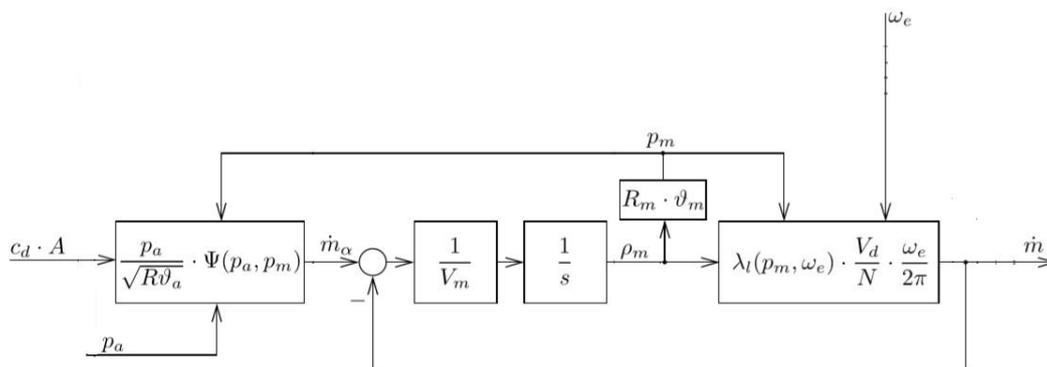
ω_e : Rotação do motor, *RPM*;

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

5.4. Modelo global do sistema de ar

De forma a se obter a predição do valor instantâneo da pressão no coletor de admissão, usa-se a estrutura ilustrada na Figura 5.4. Nesse diagrama, os seguintes módulos são observados: o módulo da válvula borboleta modelada como um orifício, o módulo do coletor modelado como um reservatório de ar e o módulo dos cilindros do motor modelados como uma bomba de ar.

Figura 5.4: Diagrama completo do sistema de ar



Fonte: Guzzella e Onder (2010)

O primeiro bloco é o modelo da válvula borboleta, alimentado pela área de abertura da válvula borboleta, a qual se depende do ângulo de abertura, e pela pressão e temperaturas ambientes. Este bloco também é retroalimentado com o valor instantâneo de pressão no coletor de admissão. A saída é o fluxo mássico

de ar através da válvula borboleta m_{i_a} . Este fluxo é justamente o fluxo de entrada do coletor de admissão e, por isto, adentra no somatório com sinal positivo. Adentra-se no somatório, com sinal negativo, o fluxo mássico gasoso através dos cilindros $\dot{m}(t)$, por ser o fluxo de saída do coletor de admissão. Conforme visto, portanto, a saída do somatório será a derivada da massa contida no coletor de admissão. Depreende-se a densidade dos gases reservados no coletor de admissão dividindo este sinal de saída do somatório pelo volume do coletor de admissão e a seguir integrando o valor. Aplicando a lei dos gases, obtém-se o sinal modelado da pressão no coletor de admissão. Usa-se a densidade dos gases reservados no coletor de admissão para alimentar o bloco que modela o cilindro como uma bomba de ar real. Este bloco é alimentado, também, pela rotação do motor e pela pressão no coletor de admissão. Obtém-se, desta forma, o fluxo mássico médio gasoso através dos cilindros.

6. Sistema de combustível

Nesta seção, estuda-se a vaporização do combustível no duto de entrada do cilindro e diversos fenômenos que ocorrem com a mistura ar-combustível. A mistura ar-combustível se forma no duto de entrada do cilindro com a vaporização do combustível. A seguir, quando é aberta a válvula de admissão, a mistura ar-combustível sofre influência do *back-flow* da mistura gasosa que estava no cilindro. Quando a mistura ar-combustível é admitida, ela se mistura dentro do cilindro com gases residuais do ciclo passado. Após, ocorre o ciclo termodinâmico, o que ocasiona um dos principais atrasos na circulação da mistura gasosa pelo motor. Ao ser expurgada, a mistura gasosa saindo do cilindro encontra resistência a seu fluxo ocasionada pelos gases que já estavam presentes no sistema de exaustão. Ocorrerá, portanto, uma dinâmica de preenchimento do sistema de exaustão pelos gases de escape. Por fim, a leitura do sensor lambda tem influência de sua própria dinâmica.

6.1. Vaporização

Aquino (1981) elaborou um modelo para a vaporização do filme de combustível presente tanto nas paredes do duto de admissão e na superfície da válvula de admissão quanto para as gotas de combustível presentes na mistura a ser admitida. Considerou que parte do fluxo de combustível injetado adere ao filme de combustível e que a vaporização do combustível presente no filme ocorre segundo uma constante de tempo, conforme Equação (6.1).

$$\frac{dm_{film}}{dt} = \kappa \cdot \dot{m}_{\Psi} - \frac{1}{\tau} \cdot m_{film} \quad (6.1)$$

Em que:

m_{film} : Massa de combustível presente no filme, kg ;

κ : Fração do combustível injetado que adere ao filme, adimensional;

\dot{m}_{Ψ} : Fluxo de combustível injetado, $kg \cdot s^{-1}$;

τ : Constante de tempo, s .

O fluxo de combustível, conforme modelado por Aquino (1981), é a soma do fluxo advindo da vaporização do filme de combustível juntamente com o fluxo de combustível injetado que não aderiu ao filme, que se vaporizou enquanto estava no formato de gotas presentes na mistura a ser admitida, conforme Equação (6.2).

$$\dot{m}_\varphi = (1 - \kappa) \cdot \dot{m}_\psi + \frac{1}{\tau} \cdot m_{film} \quad (6.2)$$

Em que:

\dot{m}_φ : Fluxo de combustível admitido pelos cilindros, $kg \cdot s^{-1}$.

6.2. Back-flow

Ao abrir a válvula de admissão, os gases presentes no cilindro, que são mais quentes e possuem maior pressão que os gases no coletor de admissão, se expandem, fornecendo resistência à admissão da mistura fresca ar-combustível. A dinâmica de *back-flow* pode ser modelada como um sistema de 1ª ordem (Guzzella e Onder, 2010). O equacionamento do *back-flow* pode ser encontrado no artigo de Dyntar *et al.* (2002).

6.3. Gases residuais

A mistura contida dentro do cilindro não é unicamente de mistura fresca ar-combustível, pois parte da mistura queimada do ciclo anterior permanece dentro do cilindro. Notando-se como C_f a proporção dos gases que permanecem dentro do cilindro, tem-se a Equação (6.3), conforme Simons (2001), cujo diagrama pode ser visto na Figura 6.1.

$$\lambda_{cyl}(k) = C_f \cdot \lambda_{cyl}(k - 1) + (1 - C_f) \cdot \lambda_{adm}(k) \quad (6.3)$$

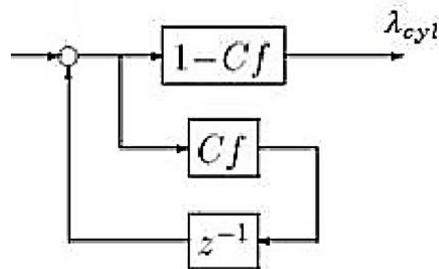
Em que:

$\lambda_{cyl}(k)$: Relação ar-combustível dos gases contidos no cilindro no ciclo k , adimensional;

C_f : Proporção dos gases que permanecem dentro do cilindro de um ciclo para outro, adimensional;

$\lambda_{adm}(k)$: Relação ar-combustível dos gases admitidos pelo cilindro no ciclo k , adimensional.

Figura 6.1: Diagrama da dinâmica de gases residuais



Fonte: Simons (2001)

6.4. Atraso

Há um atraso, devido à distância, entre a injeção de combustível e os efeitos desta injeção na medida do sensor lambda no sistema de exaustão. Eriksson e Nielsen (2014) estabelecem duas principais influências neste atraso: a primeira, o comportamento alternativo do motor, que envolve a passagem do gás pelos ciclos do motor, e a segunda, devido aos processos de exaustão, que incluem o bombeamento gasoso e o tráfego do gás pelo sistema de exaustão. O comportamento alternativo do motor desempenha um papel importante no atraso, pois os gases ficam aprisionados no cilindro antes de chegarem no sistema de exaustão. O atraso, dessa forma, deve ser mapeado em função da rotação do motor, pois o tempo de aprisionamento é fortemente impactado por essa variável. O atraso costuma ser no máximo da ordem de 10^{-1} s (Silva, 2018).

6.5. Dinâmica de preenchimento

No sistema de exaustão ocorre outra dinâmica: os gases advindos do cilindro se misturam com os gases presentes no sistema de exaustão e destes aqueles sofrem resistência, o que causa um efeito dinâmico de suavização de eventuais

mudanças gasosas no sistema de exaustão. Eriksson e Nielsen (2014) modelam este fenômeno como um filtro passa baixas conforme Equação (6.4).

$$\frac{d}{dt} \cdot \lambda_{eg}(t) = \frac{1}{\tau_{mix}} \cdot (\lambda_c(t - \tau_d) - \lambda_{eg}(t)) \quad (6.4)$$

λ_{eg} : Relação ar-combustível no ponto em que se situa a sonda lambda, adimensional;

τ_{mix} : Constante de tempo, s;

τ_d : Atraso entre a válvula de escape e o ponto em que se situa a sonda lambda, s;

λ_c : Relação ar-combustível no ponto em que se situa a válvula de escape, adimensional.

6.6. Dinâmica da sonda

A resposta da sonda lambda não é instantânea, possuindo um atraso relacionado à difusão do oxigênio internamente ao sensor. Moskwa (1988) modela a resposta segundo uma dinâmica de primeira ordem conforme Equação (6.5). Os sensores modernos costumam ter uma constante de tempo entre 10 e 20ms (Eriksson e Nielsen, 2014).

$$\frac{d}{dt} \lambda_s(t) = \frac{1}{\tau_\lambda} \cdot (\lambda_{eg}(t) - \lambda_s(t)) \quad (6.5)$$

Em que:

λ_s : Relação ar-combustível medida pelo sensor lambda, adimensional;

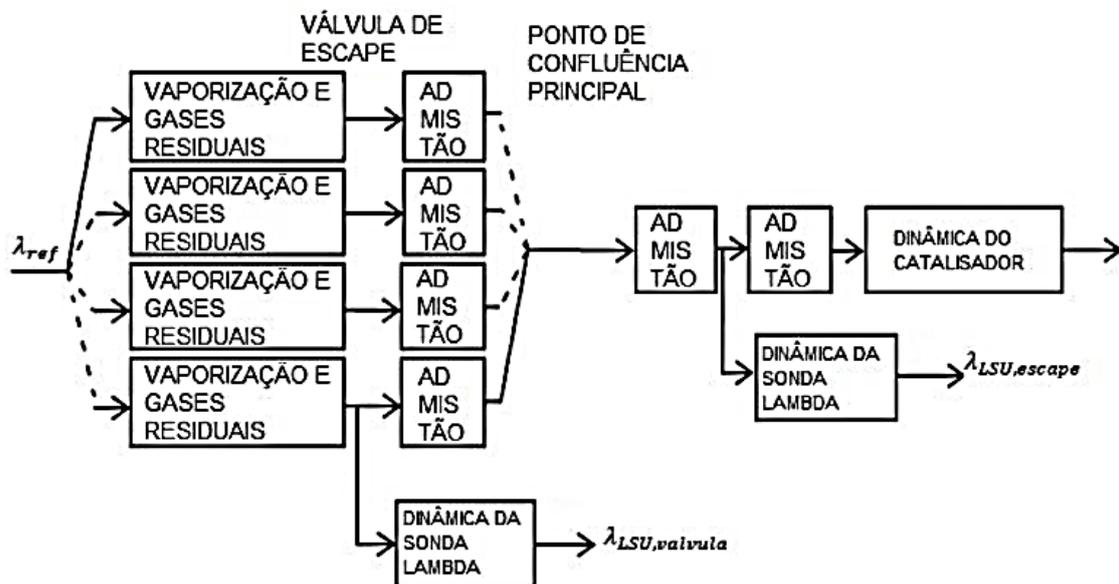
τ_λ : Constante de tempo do sensor lambda, s;

λ_{eg} : Relação ar-combustível real no ponto em que se situa a sonda lambda, adimensional.

6.7. Modelo global

O modelo global pode ser visto como todas as dinâmicas apresentadas ocorrendo em série. Logo, pode-se efetuar, em cascata, a conexão de todos os fenômenos aqui modelados, considerando a saída de um determinado fenômeno como a entrada de outro. Na Figura 6.2, observa-se o diagrama global do sistema de combustível para um motor quatro cilindros. Para cada um dos cilindros, há associadas dinâmicas de vaporização e gases residuais, podendo se incluir a dinâmica de *back-flow*. Na estrutura experimental utilizada, instalaram-se sensores lambdas imediatamente após a válvula de escape, de forma a isolar os fenômenos e identificar a dinâmica da vaporização e dos gases residuais. Após a válvula de escape, até a sonda lambda pré-catalítica, ocorre a dinâmica de admistão ou preenchimento. O ponto de confluência principal é o coletor de escape. Cada sonda lambda está relacionada a sua própria dinâmica de leitura.

Figura 6.2: Diagrama global do sistema de combustível.



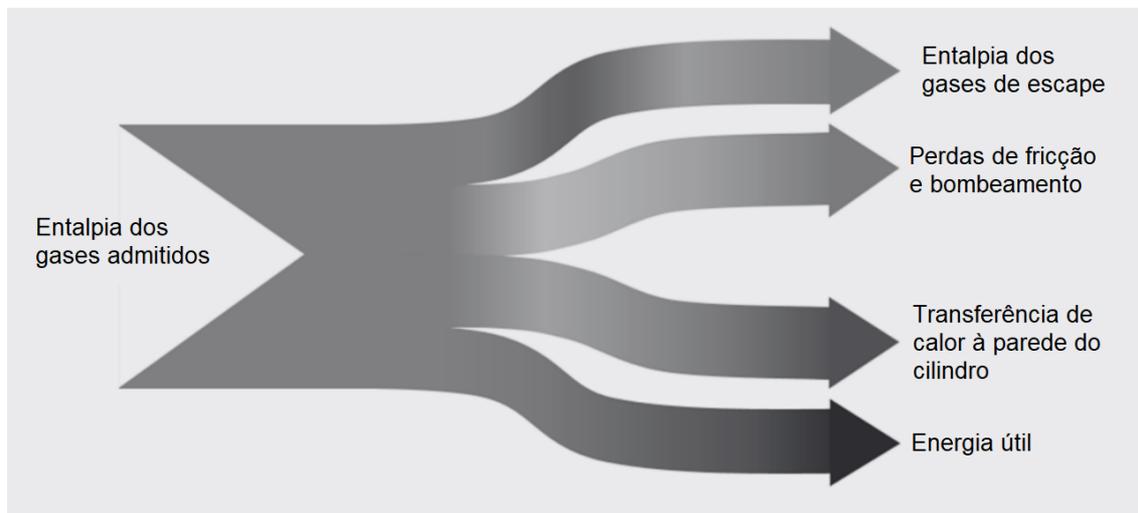
Fonte: Adaptado de (Guzzella e Onder, 2010)

7. Sistema térmico

A modelagem térmica do motor pode servir a vários propósitos, dentre eles a estimativa e a previsão da temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo do motor. Como várias grandezas modeladas podem ter forte relação com essas temperaturas, a modelagem delas pode ser considerada de importância para a implementação no modelo do motor e no projeto da ECU.

Uma das variáveis de estimativa mais intrincadas reside na caracterização da transferência de calor para a parede do cilindro. Uma opção viável para a obtenção dessa estimativa é a aplicação do princípio do balanceamento energético, conforme representado na Figura 7.1. A adoção desse enfoque de balanceamento energético é particularmente benéfica ao modelar motores equipados com a tecnologia *flex-fuel*, dado que a variação na composição do combustível em tais motores torna as outras abordagens de estimativa da transferência de calor para a parede do cilindro excessivamente complexas para a implementação em simulações em tempo real (Silva *et al.*, 2024).

Figura 7.1: Balanceamento energético do motor.

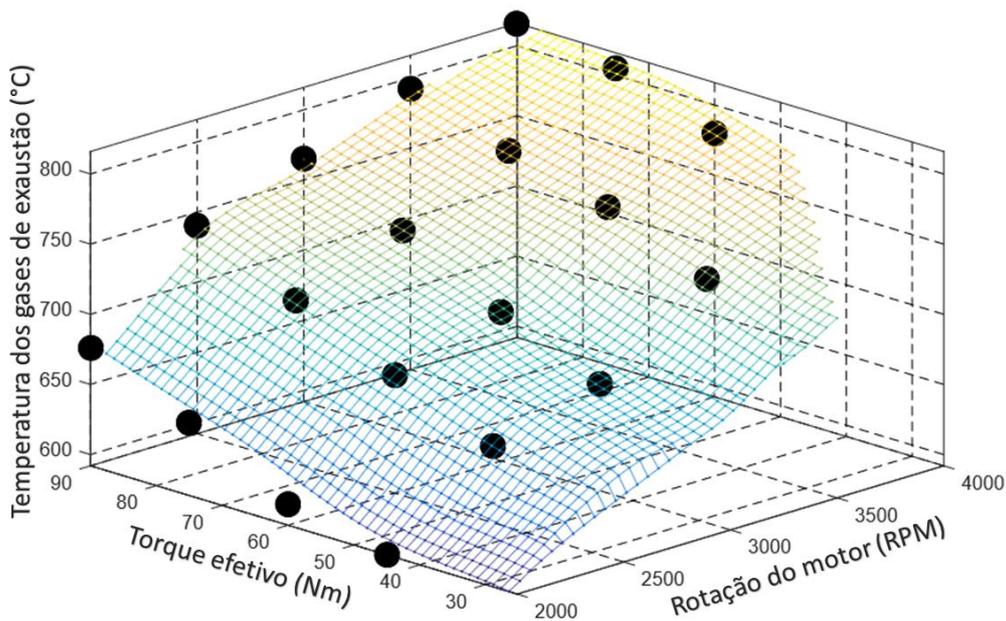


Fonte: Autor.

A entalpia dos gases admitidos e de escape é obtida conhecendo-se a composição química e temperatura dos gases de admissão e de escape. A temperatura na admissão pode ser aproximada com a temperatura ambiente,

enquanto a temperatura de escape pode ser modelada como uma curva tridimensional em função do torque efetivo e da pressão de admissão (Silva *et al.*, 2023), conforme Figura 7.2. As perdas de energia devido ao bombeamento gasoso e à fricção mecânica são estimadas no modelo de torque, assim como a energia útil.

Figura 7.2: Temperatura dos gases de exaustão em função da rotação do motor e do torque efetivo.



Fonte: Silva *et al.* (2023)

Na sala de ensaios, a refrigeração comumente é realizada por um sistema externo, conforme Figura 7.3. No caso da sala de ensaios usada para os experimentos dessa pesquisa, há um radiador que consiste de dois cilindros coaxiais, em que circulam o líquido de arrefecimento do motor e água externa para refrigerar o líquido. A água externa circula conforme o comando de uma válvula, que é acionada quando se detecta que a temperatura do líquido refrigerador está acima de um valor desejado. O sistema de controle pode ser modelado como um controlador do fluxo de água do radiador em série com o trocador de calor com suas respectivas trocas térmicas.

Figura 7.3: À esquerda, motor EA-111, que pode ser entendido como compreendendo o sistema térmico interno, e à direita, o radiador laboratorial utilizado, que pode ser entendido como o sistema térmico externo.



Fonte: Autor.

8. Sistema mecânico

Neste capítulo, explica-se como se realiza a modelagem de torque. Com o modelo de torque, pode-se implementar um sensor virtual na ECU, de forma a se obter uma estimativa de torque. O controlador usará esta estimativa de torque, sob a qual atuará para a igualar à referência.

Eriksson e Nielsen (2014) comentam que pode ser realizado um modelo simples do torque como função unicamente da pressão no coletor de admissão segundo a Equação (8.1).

$$T_e = -k_1 + k_2 \cdot p_{adm} \quad (8.1)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

k_1, k_2 : Constantes;

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

Guzzella e Onder (2010) começam separando os fenômenos que influenciam a produção de energia útil em duas categorias: uma primeira, os fenômenos que impactam na produção de energia útil proporcionalmente à energia química admitida, e uma segunda, fenômenos que exercem o mesmo impacto independentemente da energia química admitida. Por exemplo, a energia de combustão produzida, sob determinada condição, será aproximadamente o dobro caso se dobre a energia química admitida, enquanto a fricção, sob determinada condição, será aproximadamente a mesma, independentemente da energia química admitida. Pode-se formular, portanto, a produção de torque conforme Equação (8.2). Esse foi o modelo de torque usado para se projetar o estimador de torque na ECU.

$$T_e = e_i \cdot T_f - T_{PERDAS} \quad (8.2)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

e_i : Eficiência indicada, adimensional;

T_f : Torque que se obteria caso toda a energia química fosse convertida em energia útil, $N \cdot m$;

T_{PERDAS} : Perdas não dependentes da energia química admitida, $N \cdot m$.

Existem várias grandezas que influenciam na eficiência indicada. Guzzella e Onder (2010) apontam as principais como sendo: a rotação do motor, o ângulo de ignição e a relação ar-combustível. De forma a simplificar a identificação da eficiência indicada, Guzzella e Onder (2010) separam o impacto de cada uma destas grandezas em um fator diferente conforme Equação (8.3).

$$e_i = e_{\omega_e} \cdot e_{\lambda} \cdot e_{\zeta} \quad (8.3)$$

Em que:

e_i : Eficiência indicada, adimensional;

e_{ω_e} : Fator da eficiência indicada dependente da rotação, adimensional;

e_{λ} : Fator da eficiência indicada dependente da relação ar-combustível, adimensional;

e_{ζ} : Fator da eficiência indicada dependente do ângulo de ignição, adimensional.

As perdas T_{PERDAS} , as quais se consideram, neste modelo, que não dependem da energia química admitida, são as perdas devido ao funcionamento de dispositivos auxiliares, as perdas devido ao atrito das partes móveis e as perdas devido ao bombeamento gasoso, conforme Equação (8.4).

$$T_{PERDAS} = T_{aux} + T_{fric} + T_{pump} \quad (8.4)$$

Em que:

T_{PERDAS} : Perdas não dependentes da energia química admitida, $N \cdot m$;

T_{aux} : Perdas devido ao funcionamento de dispositivos auxiliares, $N \cdot m$;

T_{fric} : Perdas devido ao atrito das partes móveis, $N \cdot m$;

T_{pump} : Perdas devido ao bombeamento gasoso, $N \cdot m$;

8.1. Fricção

Nessa subseção, são apresentadas diferentes técnicas para a modelagem das perdas de torque por fricção para um motor a combustão interna.

8.1.1. Operação motorizada

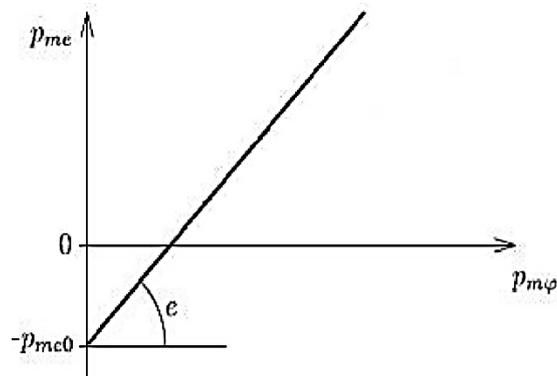
O levantamento da fricção pode ser obtido usando um dinamômetro ativo, operando na condição motorizada (Mufti, 2004). Estes dinamômetros conseguem acionar o motor usando energia elétrica, sem precisar de combustão ocorrendo no motor. Nomina-se esta condição do motor de operação motorizada.

Considerando que a energia necessária para acionar o motor é a energia dispendida pela fricção das partes móveis, pode-se obter a fricção do motor sob diversas condições. Porém, salienta-se que a medida assim tomada será uma aproximação do valor real de fricção naquela determinada condição, pois na operação motorizada não há a carga dos anéis sobre as paredes dos cilindros causada pela combustão (Brunetti, 2012).

8.1.2. Curva de Williams

Através da curva de Williams, reproduzida na Figura 8.1, pode-se conhecer a fricção sob determinada condição. A curva de Williams somente é uma modelagem adequada do comportamento do motor para eficiência constante. Portanto, para levantá-la, devem-se coletar pontos próximos, variando-se pouco a injeção de combustível, de forma a não interferir significativamente no valor de eficiência. Com isto, pode-se depreender o valor de fricção nas condições estabelecidas como, por exemplo, rotação e temperatura do motor.

Figura 8.1: Curva de Williams. Nesta curva, p_{me} é a pressão média efetiva de freio, p_{me0} é a pressão média efetiva de fricção, $p_{m\varphi}$ é a pressão média efetiva de combustível e e é a eficiência.



Fonte: Guzzella e Onder (2010)

Observa-se, pela Figura 8.1, que a curva de Williams é idealizada para ser levantada com eficiência constante. Logo, diversas curvas de Williams devem ser levantadas para as diversas condições do motor que impactam na eficiência. Para cada curva levantada, sob um determinado valor de eficiência, um dado único de pressão média efetiva de fricção é obtido, conforme se observa na Figura 8.1. Dessa forma, a curva de Williams pode se mostrar uma abordagem trabalhosa para se identificar as perdas por fricção.

8.1.3. Modelo de Stöckli

Stöckli (1989), a partir de dados coletados com experimentos em vários motores, dados estes colhidos em várias pesquisas publicadas, desenvolveu um modelo para a fricção em motores conforme Equação (8.5).

$$T_{fric} = \frac{V_d}{4 \cdot \pi} \cdot k_1(\vartheta_e) \cdot (k_2 + k_3 \cdot S^2 \cdot \omega_e^2) \cdot \frac{1}{\sqrt{B}} \quad (8.5)$$

Em que:

T_{fric} : Torque perdido devido à fricção das partes móveis, $N \cdot m$;

V_d : Volume de deslocamento, m^3 ;

$k_1(\vartheta_e)$: Curva identificada em função da temperatura;

S : Curso do pistão, m ;

k_2, k_3 : Constantes;

ω_e : Rotação do motor, RPM ;

B : Diâmetro do pistão, m .

8.2. Dispositivos auxiliares

Há, também, as perdas que ocorrem devido ao funcionamento de dispositivos auxiliares, como ventoinha, bomba mecânica, ar-condicionado, dentre outros. Estes dispositivos oferecem uma resistência, em torque, que deve estar contida nas perdas do motor.

8.3. Bombeamento

As perdas por bombeamento referem-se à energia dispendida para proporcionar a passagem dos gases de combustão pelos cilindros. No tempo de aspiração dos gases, há a produção de energia útil. No tempo de exaustão, realiza-se trabalho para se expurgar os gases. Porém, como no tempo de exaustão a pressão dos gases está consideravelmente maior, devido à ocorrência da combustão, há perda de energia para se bombear o gás. Esta perda, em torque, pode ser aproximada conforme Equação (8.6) (Eriksson e Nielsen, 2014).

$$T_{pump} = (p_{exh} - p_{adm}) \cdot \frac{V_d}{4 \cdot \pi} \quad (8.6)$$

Em que:

T_{pump} : Torque de bombeamento, $N \cdot m$;

p_{exh} : Pressão no coletor de exaustão, Pa ;

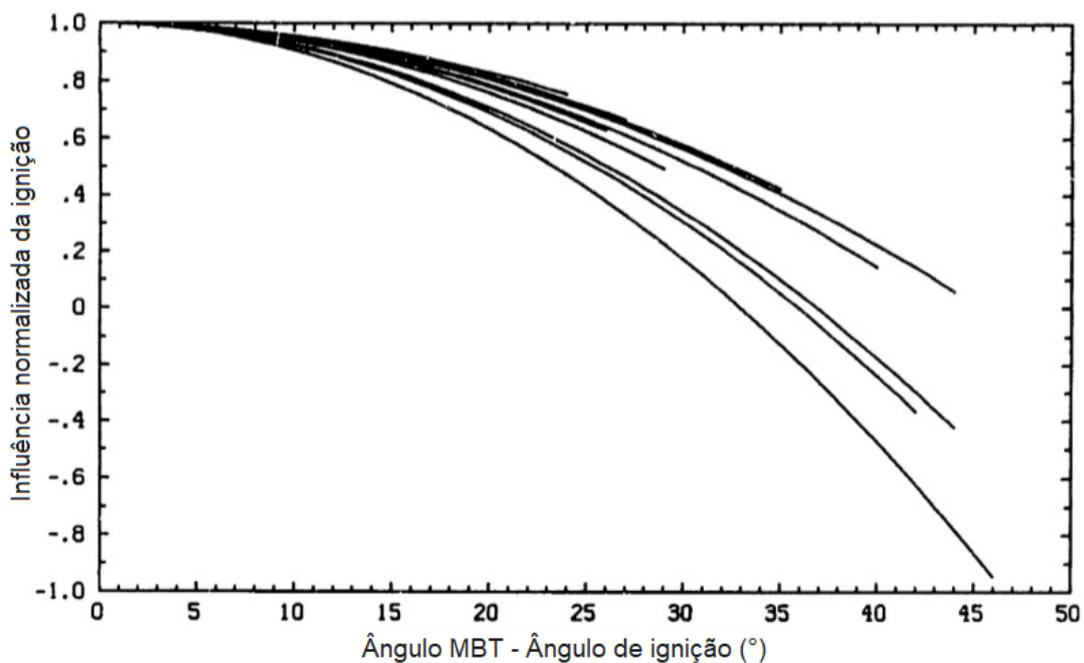
p_{adm} : Pressão no coletor de admissão, Pa ;

V_d : Volume de deslocamento, m^3 .

8.4. Fator ignição

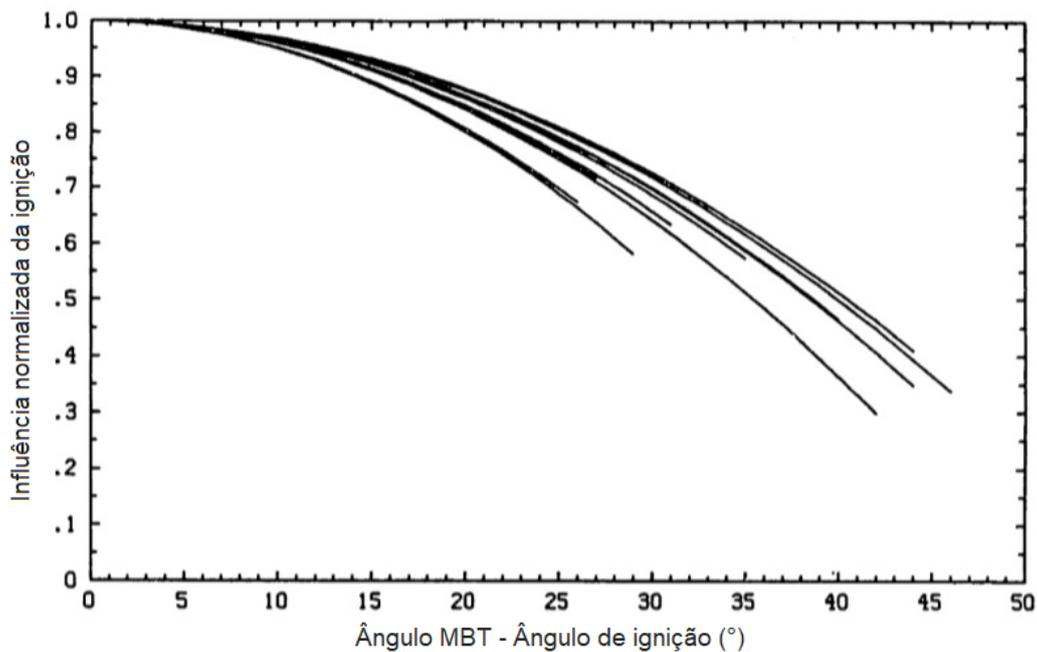
Levantamentos experimentais demonstram que a relação entre o ângulo de ignição e o torque produzido, ou entre o ângulo de ignição e a eficiência indicada, são ambas quadráticas (Moskwa, 1988), conforme Figuras 8.2 e 8.3. Nomeia-se o ângulo de ignição no qual se obtém o maior torque ou maior eficiência de ângulo ótimo de ignição ou ângulo de torque efetivo máximo (*MBT timing*). Nas figuras a seguir, pode-se observar a relação quadrática mencionada. No eixo das abscissas, está a diferença entre o ângulo ótimo de ignição e o ângulo de ignição utilizado. Ou seja, o ângulo “5 graus” no eixo das abscissas quer dizer que o ângulo de ignição utilizado se encontra a 5 graus de diferença do ângulo do MBT.

Figura 8.2: Relação entre o ângulo de ignição e o torque efetivo.



Fonte: Moskwa (1988)

Figura 8.3: Relação entre o ângulo de ignição e a eficiência indicada.



Fonte: Moskwa (1988)

Pode-se, portanto, equacionar o fator da eficiência indicada dependente do ângulo de ignição conforme Equação (8.7) (Guzzella e Onder, 2010).

$$e_{\zeta} = 1 - k_{\zeta} \cdot (\zeta - \zeta_0)^2 \quad (8.7)$$

Em que:

e_{ζ} : Fator da eficiência indicada dependente do ângulo de ignição, adimensional;

k_{ζ} : Constante;

ζ : Ângulo de ignição utilizado, °APMS (antes do ponto morto superior);

ζ_0 : Ângulo ótimo de ignição, °APMS.

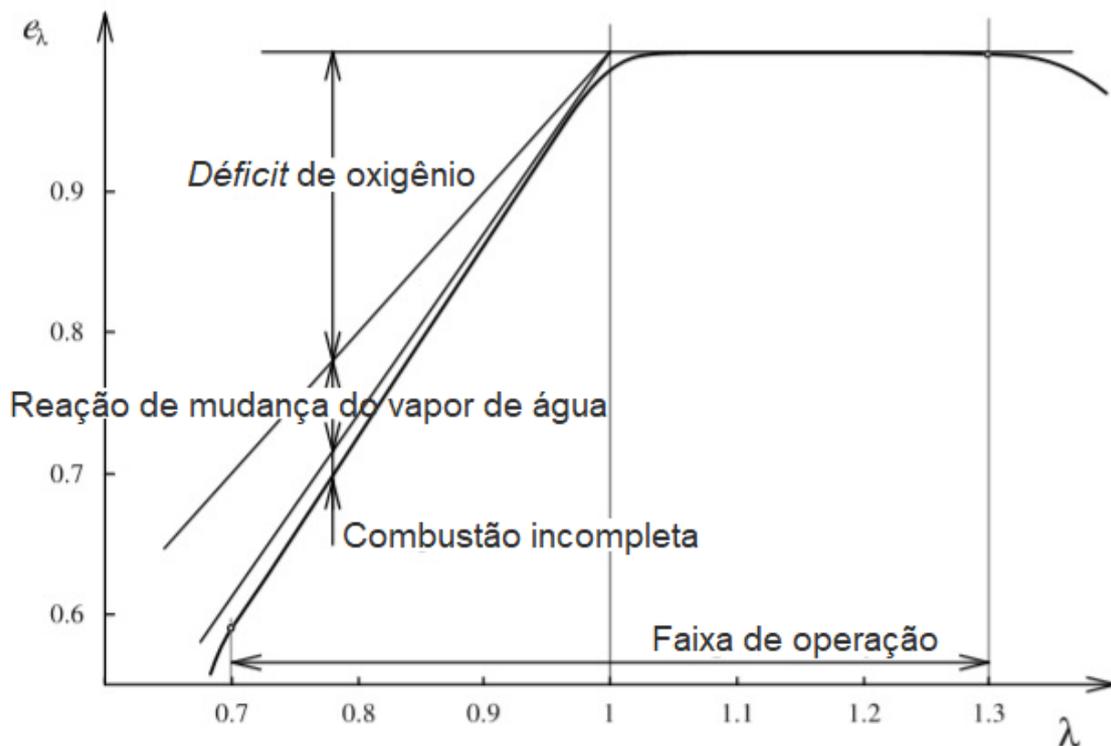
Entre os fatores que alteram o instante ótimo de ignição, podem ser citados especificações do motor, como a geometria da câmara de combustão, condições de operação como rotação do motor, relação ar-combustível, carga e temperatura, assim como condições ambientais, como temperatura e pressão ambientes, e outras condições, como envelhecimento do motor e qualidade do combustível (Isermann, 2014).

8.5. Fator lambda

Guzzella e Onder (2010) elencam três fenômenos principais responsáveis pela perda de eficiência devido ao valor da relação ar-combustível: o déficit de oxigênio, a combustão incompleta e a reação de mudança de vapor de água. Nas misturas pobres, devido ao excesso de oxigênio, Yeliana (2010) despreza as ocorrências de combustão incompleta e de reação de mudança de vapor de água. Portanto, nas misturas pobres, a eficiência de combustão atinge seu maior valor.

Deve-se destacar, também, a presença de falhas de combustão devido ao elevado déficit ou excesso de oxigênio. Na Figura 8.4, foi considerado o intervalo de operação $0,7 < \lambda < 1,3$, por se considerar que somente nesta condição não há falha na combustão.

Figura 8.4: Curva do fator da eficiência indicada dependente da relação ar-combustível.



Fonte: Guzzella e Onder (2010)

Lars Eriksson (2014) relaciona o impacto da relação ar-combustível na produção de energia útil com a influência que esta relação tem na própria eficiência de combustão. O calor de combustão é a energia química admitida ponderada pela eficiência de combustão, conforme Equação (8.8).

$$Q_{heat} = m_f \cdot q_{LHV} \cdot \eta_c \quad (8.8)$$

Em que:

Q_{heat} : Calor de combustão, J ;

m_f : Massa de combustível admitida, kg ;

q_{LHV} : Poder calorífico inferior, $J \cdot kg^{-1}$;

η_c : Eficiência de combustão, adimensional.

Lars Eriksson (2014) estabelece que uma boa aproximação para a eficiência de combustão seria conforme Equação (8.9), o que proporcionaria resultados semelhantes ao modelo exposto por Guzzella e Onder (2010) perto da região estequiométrica.

$$\eta_c(\lambda) = \min(1, \lambda) \quad (8.9)$$

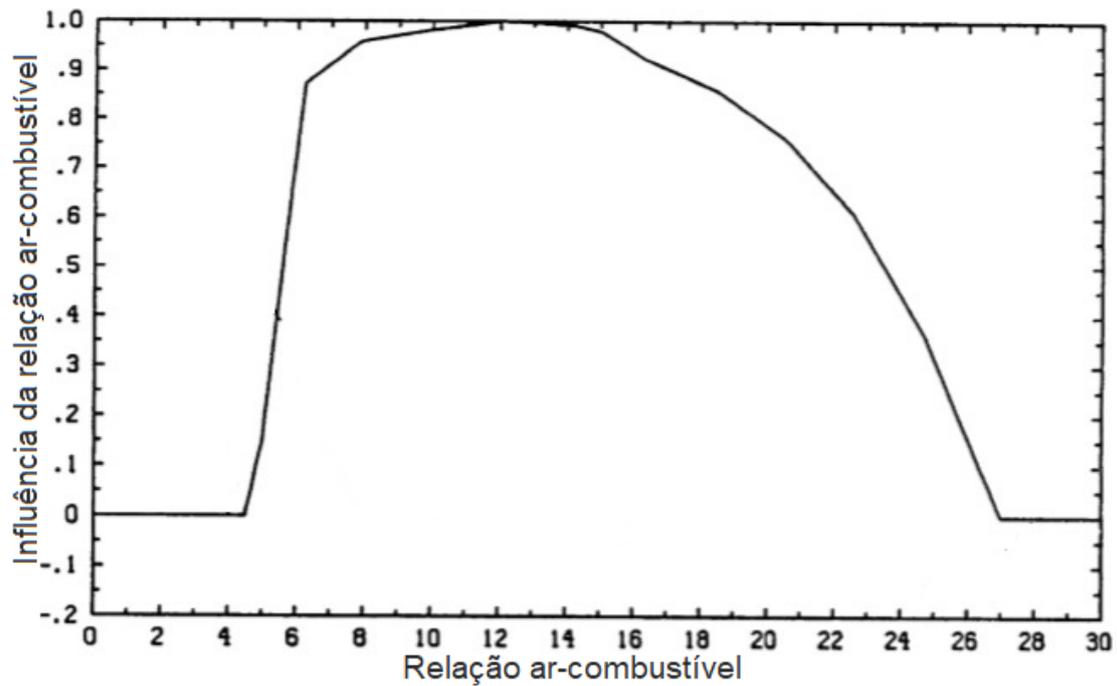
Em que:

$\eta_c(\lambda)$: Eficiência de combustão, adimensional;

λ : Relação equivalente ar-combustível.

John Moskwa (1988) levantou dados para identificar o fator da eficiência indicada dependente da relação ar-combustível. Mantendo constantes pressão no coletor de admissão, rotação do motor e ângulo de ignição, pode-se levantar uma curva conforme Figura 8.5. O contraponto em se usar esse método é que a morfologia da curva pode mudar conforme se varia a condição de operação do motor.

Figura 8.5: Influência da relação ar-combustível na eficiência indicada.

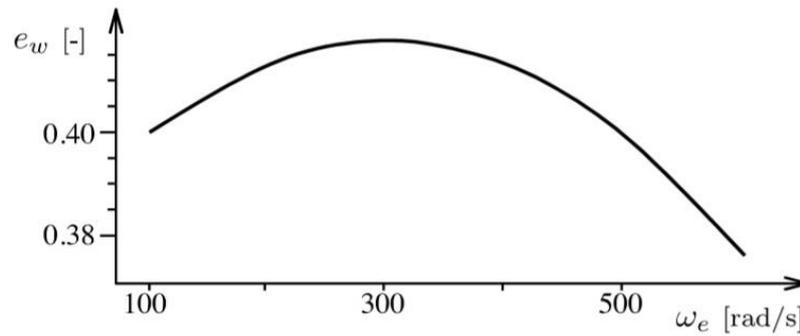


Fonte: Moskwa (1988)

8.6. Fator da eficiência indicada dependente da rotação

Mantendo a relação ar-combustível constante e o ângulo de ignição no instante ótimo, pode-se analisar como a rotação do motor influencia na eficiência indicada, conforme Figura 8.6. Guzzella e Onder (2010) apontam que, nessas condições, tipicamente há uma relação quadrática entre a rotação e a eficiência indicada. Guzzella e Onder afirmam que em baixas rotações há um maior intervalo de contato entre os gases e o motor, o que aumenta a troca térmica, diminuindo a eficiência, e que em altas rotações o tempo de expansão acaba se encurtando a tal ponto que desfavorece o tempo de combustão, diminuindo a eficiência. Portanto, a maior eficiência seria obtida em uma rotação intermediária.

Figura 8.6: Curva do fator da eficiência indicada dependente da rotação.



Fonte: Guzzella e Onder (2010)

8.7. Modelos globais de torque presentes na literatura

Xu *et al.* (2013) apresentam uma versão simplificada do modelo do torque. Versões simplificadas têm a vantagem de demandar menor fardo computacional para a ECU, devendo a elas ser dada prioridade desde que ofereçam estimativa satisfatória. Xu *et al.* trabalham com a mesma lógica de Guzzella e Onder (2010), usando a Equação (8.10).

$$T_e = T_{ind} - T_{fric} - T_{pump} \quad (8.10)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

T_{ind} : Torque indicado, $N \cdot m$;

T_{fric} : Torque perdido devido à fricção das partes móveis, $N \cdot m$;

T_{pump} : Torque perdido devido ao bombeamento gasoso, $N \cdot m$.

As perdas por fricção e por bombeamento são inferidas através do mapeamento do motor. O torque indicado é obtido através da eficiência indicada, que é modelada apenas como função da rotação do motor por Xu *et al.*, conforme Equação (8.11), sendo $e_i(\omega_e)$ uma curva a ser armazenada na ECU.

$$T_{ind} = \frac{K \cdot H_l}{\lambda \cdot \omega_e} \cdot \dot{m}_\phi \cdot e_i(\omega_e) \quad (8.11)$$

Em que:

T_{ind} : Torque indicado, $N \cdot m$;

K : Constante;

H_l : Poder calorífico inferior, $J \cdot kg^{-1}$;

λ : Relação ar-combustível, adimensional;

ω_e : Rotação do motor, RPM ;

\dot{m}_φ : Fluxo de combustível através dos cilindros do motor, $kg \cdot s^{-1}$;

$e_i(\omega_e)$: Eficiência indicada em função da rotação do motor, adimensional.

Laurain *et al.* (2015) modelam o torque como função do fluxo de ar admitido pelo cilindro e da eficiência relacionada ao ângulo de ignição. Laurain *et al.* consideram a parcela de cada cilindro na produção do torque efetivo considerando o ar admitido por cada cilindro individualmente, conforme Equação (8.12), com vistas a se fazer um controle individual de cada cilindro.

$$T_e = \left(k_0 + k_1 \cdot m_{air}^i + k_2 \cdot (m_{air}^i)^2 \right) \cdot e_\zeta \quad (8.12)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

k_0, k_1, k_2 : Constantes;

m_{air}^i : Massa de ar admitida pelo cilindro i em determinado ciclo, kg ;

e_ζ : Eficiência dependente do ângulo de ignição, adimensional.

KaKaee *et al.* (2015) modelam o torque como função da rotação do motor e do ângulo de abertura da válvula borboleta conforme equações (8.13) e (8.14). Cada coeficiente dos polinômios, tanto os do denominador quanto os do numerador, são função da rotação do motor. Pode-se, portanto, usar aproximações como polinômios ou curvas para estes coeficientes.

$$T_e = \frac{\alpha^2 + k_0 \cdot \alpha + k_1}{k_2 \cdot \alpha^2 + k_3 \cdot \alpha + k_4} \quad (8.13)$$

$$k_0, k_1, k_2, k_3 = f(\omega_e) \quad (8.14)$$

Em que:

T_e : Torque efetivo, $N \cdot m$;

α : Ângulo de abertura da válvula borboleta, $^\circ$;

k_0, k_1, k_2, k_3 : Coeficientes polinomiais;

ω_e : Rotação do motor, RPM .

Kang e Shen (2016) mapeiam o torque efetivo em função da pressão no coletor de admissão e da rotação do motor. Zhu *et al.* (2017) modelam a eficiência indicada de forma semelhante ao exposto na presente tese: considera a eficiência indicada como a multiplicação de três fatores, cada um modelado como uma curva, sendo o primeiro em função da rotação do motor, o segundo em função do ângulo de ignição e o terceiro em função da taxa de recirculação de gases queimados.

9. Controle de torque PID

O controlador PID (Proporcional Integral Derivativo) é um sistema de controle que integra três componentes fundamentais: ação proporcional, ação integral e ação derivativa. Estes componentes são empregados com o objetivo de manter pequeno o desvio entre o valor desejado de uma variável e o seu valor atual.

A ação proporcional é diretamente proporcional ao erro, que é a diferença entre o valor desejado e o valor real da variável controlada. Quanto maior o erro, maior será a contribuição proporcional, permitindo uma resposta rápida a mudanças na variável controlada. A ação integral, por sua vez, atua na eliminação do erro acumulado ao longo do tempo. Sua contribuição é proporcional à integral do erro, ou seja, à soma dos erros ao longo de um período de tempo. A ação integral garante que a variável alcance o valor desejado, mesmo que haja erros inicialmente. A ação derivativa, por fim, antecipa as variações na variável controlada ao ser proporcional à derivada do erro, ou seja, à taxa de variação do erro. A ação derivativa reduz as oscilações na variável controlada, melhorando a estabilidade do sistema se adequadamente projetado

A ação de controle é apresentada na Equação (9.1). O sinal de controle é a soma dos fatores proporcional, integral e derivativo. O erro é a diferença entre o valor de torque desejado e a saída do sensor virtual de torque programado na ECU. A ação de controle é um vetor que comanda três grandezas: o instante de ignição, a abertura da válvula borboleta e a duração da injeção.

$$u = k_p \cdot e + k_i \cdot \int e \cdot dt + k_d \cdot \dot{e} \quad (9.1)$$

Em que:

u : Sinal de controle.

k_p : Ganho proporcional.

k_i : Ganho integral.

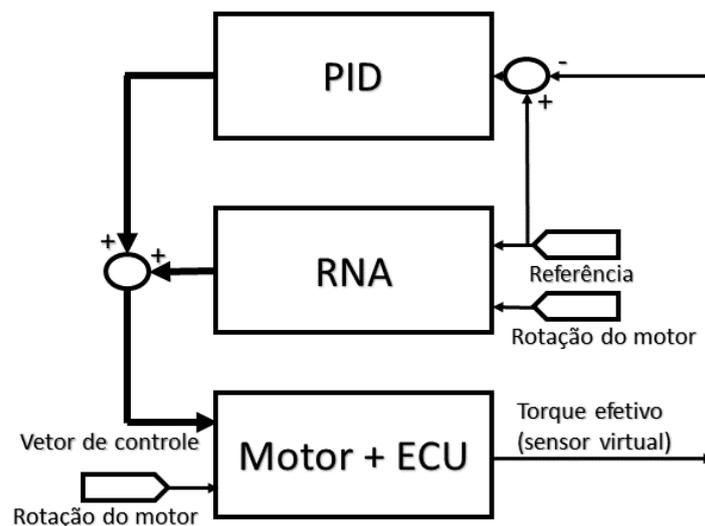
k_d : Ganho derivativo.

e : Erro.

10. Controle de torque RNA-PID

Uma arquitetura de controle multivariável é implementada, que combina estratégias de controle Proporcional, Integral e Derivativo (PID) com Redes Neurais Artificiais (RNA) para regular a produção de torque em um motor de combustão interna. A representação esquemática da estrutura de controle pode ser visualizada na Figura 10.1. Este controlador ajusta simultaneamente os sinais de duração da injeção, abertura da válvula borboleta e o momento de ignição, a fim de atingir a saída de torque desejada.

Figura 10.1: Diagrama da arquitetura de controle proposta.



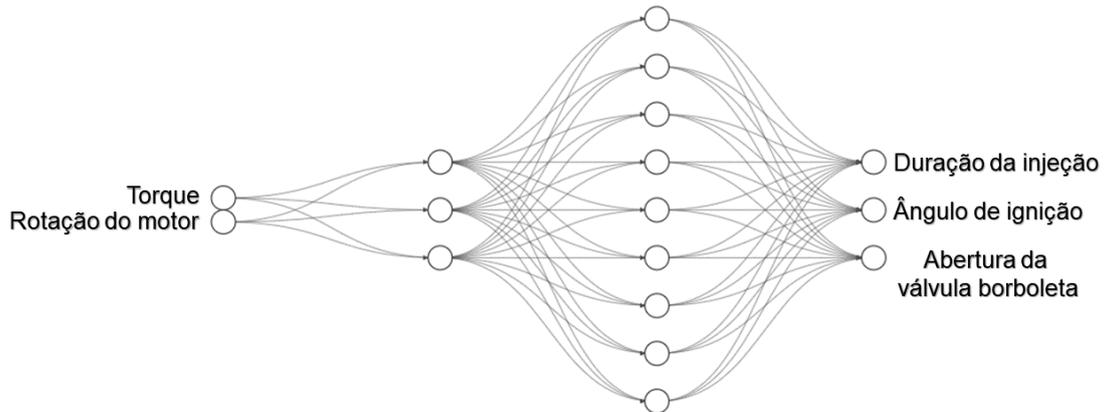
Fonte: Autor.

A implementação de RNAs na ECU representa um marco significativo na busca pela otimização de desempenho e eficiência em veículos modernos (Zhu *et al.*, 2023). Inspiradas pelo funcionamento do cérebro humano, as RNAs podem aprender padrões complexos a partir de dados em tempo real, possibilitando uma adaptação dinâmica e refinada das operações do motor. Ao utilizar algoritmos de aprendizado profundo, as RNAs podem analisar uma vasta quantidade de informações, como condições de direção e rotações por minuto (RPM), para ajustar inteligentemente os parâmetros do motor, resultando em um melhor desempenho (Shahbaz e Amin, 2023).

Um controlador PID convencional é empregado para regular um sistema, onde o sinal de erro, definido como a diferença entre o valor desejado (referência) e o valor atual do sinal de controle, é utilizado para calcular um sinal de controle apropriado. Em contraste, um módulo de controle baseado em RNAs processa tanto a entrada de referência quanto a velocidade atual do motor. Estes dados são então usados para gerar um sinal de controle. A saída resultante do controle RNA pode ser conceitualmente entendida como o estabelecimento de um ponto de equilíbrio. Nesse ponto, o controlador PID tradicional entra em ação para ativamente minimizar o erro.

A RNA *feedforward* utilizada possui duas entradas e três saídas, sendo implementadas duas camadas ocultas. A primeira camada oculta é composta por 3 neurônios, enquanto a segunda camada oculta tem 9 neurônios, conforme ilustrado na Figura 10.2. A RNA é treinada para minimizar o erro quadrático médio, utilizando dados experimentais coletados em laboratório que relacionam o torque efetivo, rotação do motor, momento de ignição, duração da injeção e abertura da válvula borboleta. A referência no controlador RNA corresponde à entrada de torque efetivo na RNA previamente treinada. Uma rede neural artificial *feedforward* é um tipo de arquitetura de rede neural onde as conexões entre os nós não formam ciclos, permitindo que os dados fluam apenas em uma direção, dos nós de entrada para os nós de saída. Cada camada da rede processa a informação e passa adiante, facilitando tarefas como estimação e predição.

Figura 10.2: Arquitetura da RNA *feedforward* utilizada, com duas camadas ocultas, composta por três neurônios na primeira camada oculta e nove neurônios na segunda.



Fonte: Autor.

10.1. Estabilidade

Usa-se um método desenvolvido por Zhao e Guo (2022) para provar a estabilidade do controlador RNA-PID projetado.

Com a finalidade de se verificar a estabilidade, o conjunto motor + rede neural será considerado como um sistema não-linear, sob o qual atua o controlador PID. Considere a geração de torque segundo a formulação de sistemas incertos não-lineares (Zhao e Guo, 2022, Chamsai *et al.*, 2015), conforme sistema (10.1).

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = f(x_1, x_2, u) \end{cases} \quad (10.1)$$

$$x_1 \in \mathbb{R}^n, x_2 \in \mathbb{R}^n, u \in \mathbb{R}^n, f \in C^1(\mathbb{R}^{3n}, \mathbb{R}^n)$$

Em que:

x_1 : Torque como estado;

(x_1, x_2) : Estado do sistema;

u : Saída do controlador PID;

f : Função não-linear incerta.

A formulação do controlador PID clássico segue conforme Equações (10.2) e (10.3).

$$u(t) = k_p \cdot e(t) + k_i \cdot \int_0^t e(s) \cdot ds + k_d \cdot \dot{e}(t) \quad (10.2)$$

$$e(t) = y^* - x_1(t) \quad (10.3)$$

Em que:

k_p, k_i, k_d : Ganhos proporcional, integral e derivativo, respectivamente;

$e(t)$: Erro;

y^* : Valor de referência desejado.

Define-se o espaço de funções incertas \mathcal{F} , conforme definições (10.4) e (10.5).

$$\mathcal{F} \triangleq \left\{ f \in C^1(\mathbb{R}^{3n}, \mathbb{R}^n) \mid \left\| \frac{\partial f}{\partial x_1} \right\| \leq L_1, \left\| \frac{\partial f}{\partial x_2} \right\| \leq L_2, \text{Sym} \left[\frac{\partial f}{\partial u} \right] \geq \underline{b} \cdot I_n, \forall x_1, x_2, u \in \mathbb{R}^n \right\} \quad (10.4)$$

$$\text{Sym} \left[\frac{\partial f}{\partial u} \right] \triangleq \left[\frac{\partial f}{\partial u} + \left(\frac{\partial f}{\partial u} \right)^T \right] / 2 \quad (10.5)$$

Em que:

L_1, L_2, \underline{b} : Constantes positivas;

I_n : Matriz identidade $n \times n$.

Define-se um conjunto de parâmetros Ω_{pid} , conforme equações (10.6) e (10.7).

$$\Omega_{pid} = \left\{ (k_p, k_i, k_d) \in \mathbb{R}_+^3 \mid \begin{array}{l} k_p^2 > 2 \cdot k_i \cdot k_d + \bar{k} \\ k_d^2 > k_p / \underline{b} + \bar{k} \end{array} \right\} \quad (10.6)$$

$$\bar{k} \triangleq (L_1 + L_2) \cdot \left(\frac{(k_p + k_d)}{\underline{b}} \right) \quad (10.7)$$

De acordo com Zhao e Guo (2022), para todo k_i positivo ($k_i > 0$), é verificável que $(k_p, k_i, k_d) \in \Omega_{pid}$, desde que satisfeita a condição (10.8).

$$k_p = k_d \geq 2 \cdot k_i + \frac{[2 \cdot (L_1 + L_2) + 1]}{\underline{b}} \quad (10.8)$$

Para todo $(k_p, k_i, k_d) \in \Omega_{pid}$, existem duas constantes positivas $M > 0$ e $\lambda > 0$, tais que para todo $f \in \mathcal{F}$, para qualquer estado inicial $(x_1(0), x_2(0))$ e para qualquer referência y^* , a solução do sistema fechado irá satisfazer a Inequação (10.9) para todo $t \geq 0$, sendo u^* a única solução da equação algébrica $f(y^*, 0, u) = 0$ (Zhao e Guo, 2022).

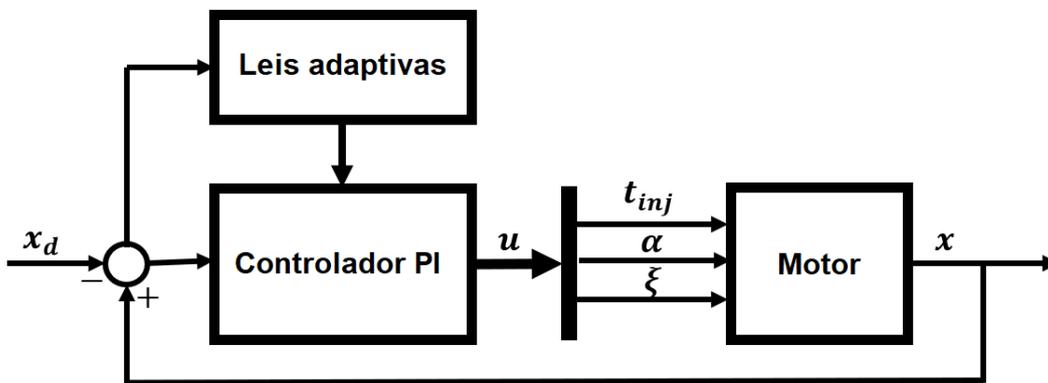
$$\|e(t)\| + \|\dot{e}(t)\| \leq M \cdot e^{-\lambda t} \cdot (\|e(0)\| + \|\dot{e}(0)\| + \|u^*\|) \quad (10.9)$$

Com isso, prova-se a estabilidade para valores (k_p, k_i, k_d) que satisfaçam a condição (10.8).

11. Controle de torque PI adaptativo

O controle de torque PI adaptativo projetado tem a estrutura conforme Figura 11.1. O controlador ajusta os valores de duração da injeção, da abertura da válvula borboleta e do ângulo de ignição para gerar o valor desejado de torque efetivo.

Figura 11.1: Diagrama do sistema utilizado. x_d é a referência de torque efetivo, u é o sinal de controle, t_{inj} é a duração da injeção, α é a abertura da válvula borboleta, ξ é o ângulo de ignição.



Fonte: Autor.

As leis adaptativas que garantem a estabilidade seguem conforme equações (11.1) e (11.2). A derivada dos ganhos proporcional e integral é determinada por essas leis adaptativas.

$$\dot{k}_p = 0 \quad (11.1)$$

$$\dot{k}_i = s^T \cdot \int s \cdot dt \quad (11.2)$$

O erro é determinado como a diferença entre o valor estimado de torque efetivo, que corresponde a saída do sensor virtual de torque nesse trabalho, e o valor desejado, conforme Equação (11.3). Para se obter a Equação (11.4), derivam-se os termos.

$$s = x - x_d \quad (11.3)$$

$$\dot{s} = \dot{x} - \dot{x}_d \quad (11.4)$$

Em que:

k_p : Fator do termo proporcional;

k_i : Fator do termo integral;

s : Sinal de erro;

x : Sinal de saída;

x_d : Sinal de referência.

A lei de controle segue conforme Equação (11.5). O sinal de controle compreende os valores de duração da injeção, abertura de válvula borboleta e ângulo de ignição. Na lei de controle, emprega-se uma matriz estimada de ganho, a ser determinada experimentalmente.

$$u(t) = \hat{B}^{-1} \cdot \left[- \left(k_p \cdot s + k_i \cdot \int s \cdot dt \right) \right] \quad (11.5)$$

Em que:

\hat{B}^{-1} : Matriz estimada de ganho.

11.1. Estabilidade

Pode-se modelar o torque como um sistema não linear de primeira ordem (Alt *et al.*, 2008). Logo, levando-se em consideração as incertezas e não linearidades, pode-se equacionar o torque conforme Equações (11.6) e (11.7) (Slotine and Li, 1991, Chamsai *et al.*, 2015).

$$\dot{x} = f(x, t) + B(x, t) \cdot u(t) + B(x, t) \cdot \eta(x, t) \quad (11.6)$$

$$x(t_o) = x_o \quad (11.7)$$

Em que:

x : Torque como estado;

f : Função não linear;
 B : Matriz de ganho;
 u : Sinal de controle;
 η : Matriz de incertezas.

Escolha-se a seguinte função de Lyapunov V , conforme equações (11.8) e (11.9).

$$V = \frac{1}{2} \cdot s^T \cdot s + \frac{1}{2} \cdot (k_p^T \cdot k_p + k_i^T \cdot k_i) \quad (11.8)$$

$$\dot{V} = s^T \cdot \dot{s} + (k_p^T \cdot \dot{k}_p + k_i^T \cdot \dot{k}_i) \quad (11.9)$$

A derivada do erro é formulada conforme equações (11.10) e (11.11).

$$\dot{s} = \dot{x} - \dot{x}_d \quad (11.10)$$

$$\dot{s} = f + B \cdot u + B \cdot \eta - \dot{x}_d \quad (11.11)$$

O sinal de controle é formulado conforme Equação (11.12).

$$u = -\hat{B}^{-1} \cdot \left(k_p \cdot s + k_i \cdot \int s \cdot dt \right) \quad (11.12)$$

Logo, desenvolvendo-se a derivada do erro, conforme equações (11.13) e (11.14).

$$\dot{s} = f - B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot \left(k_p \cdot s + k_i \cdot \int s \cdot dt \right) + B \cdot \eta - \dot{x}_d \quad (11.13)$$

$$\dot{s} = f - B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_i \cdot \int s \cdot dt - B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_p \cdot s + B \cdot \eta - \dot{x}_d \quad (11.14)$$

Logo, desenvolvendo-se a função de Lyapunov, conforme equações (11.15) e (11.16).

$$\dot{V} = s^T \cdot \left(f - B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_i \cdot \int s \cdot dt - B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_p \cdot s + B \cdot \eta - \dot{x}_d \right) + (k_p^T \cdot \dot{k}_p + k_i^T \cdot \dot{k}_i) \quad (11.15)$$

$$\dot{V} = s^T \cdot (f - B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_p \cdot s + B \cdot \eta - \dot{x}_d) - s^T \cdot B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_i \cdot \int s \cdot dt + (k_p^T \cdot \dot{k}_p + k_i^T \cdot \dot{k}_i) \quad (11.16)$$

De forma a garantir que o primeiro termo da Equação acima seja negativo, pode-se implementar a Inequação (11.17).

$$k_p > \frac{\hat{B} \cdot B^{-1} \cdot s^T \cdot (f + B \cdot \eta - \dot{x}_d)}{s^T \cdot s} \quad (11.17)$$

Assim, a derivada da função de Lyapunov pode ser reescrita conforme equações (11.18) e (11.19).

$$\dot{V} = -\Delta - s^T \cdot B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_i \cdot \int s \cdot dt + (k_p^T \cdot \dot{k}_p + k_i^T \cdot \dot{k}_i) \quad (11.18)$$

$$\Delta = \|s^T \cdot (f - B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_p \cdot s + B \cdot \eta - \dot{x}_d)\| \quad (11.19)$$

Desenvolve-se a derivada da função de Lyapunov, conforme Equação (11.20).

$$\dot{V} = s^T \cdot (f - B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_p \cdot s + B \cdot \eta - \dot{x}_d) - s^T \cdot B \cdot \hat{B}^{-1} \cdot k_i \cdot \int s \cdot dt + k_p^T \cdot \dot{k}_p + k_i^T \cdot \dot{k}_i \quad (11.20)$$

De forma a garantir que o segundo termo se cancele com o quarto termo, e que o terceiro termo se anule, empregam-se, justamente, as regras adaptativas das equações (11.1) e (11.2). Logo, obtém-se a Equação (11.21).

$$\dot{V} = -\Delta \quad (11.21)$$

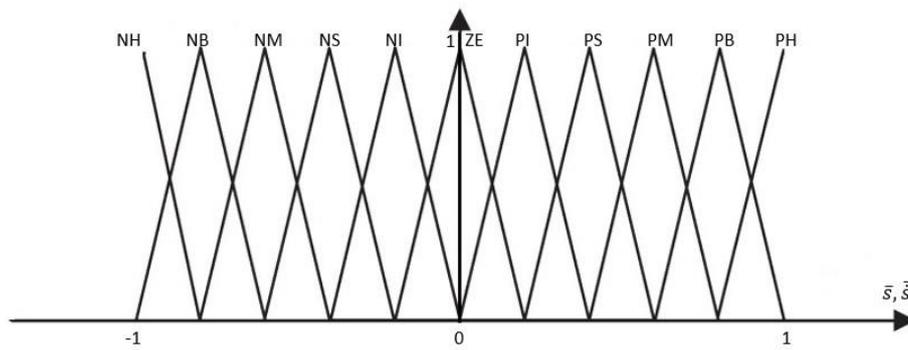
12. Controle de torque FMD

O controle de torque empregando um controlador *fuzzy* com modos deslizantes (FMD) combina a adaptabilidade inerente do controle *fuzzy*, que demonstra uma notável capacidade de lidar com incerteza e flutuações nas condições de operação, com a robustez intrínseca dos modos deslizantes, os quais asseguram uma rápida e precisa convergência aos valores almejados de torque. Isso resulta em uma estratégia de controle sofisticada e poderosa, particularmente benéfica para sistemas onde a precisão e a adaptabilidade são críticas, como na geração de torque e controle de motores.

O controle emprega a lógica *fuzzy* para tratar informações imprecisas e incertas, simulando o raciocínio humano. Nesse paradigma, variáveis de entrada e saída são mapeadas em conjuntos *fuzzy*. Essa capacidade de modelagem flexível e consideração da incerteza torna o controle *fuzzy* uma ferramenta poderosa em diversas aplicações, incluindo o controle de sistemas complexos como motores a combustão interna, onde as relações entre variáveis frequentemente não podem ser descritas de forma precisa e determinística. A implementação do controle *fuzzy*, juntamente com o controle de modo deslizante, mostrou-se ter uma melhor resistência a perturbações, melhorando a robustez (Hwang, 2008).

No controlador *fuzzy* com modos deslizantes projetado, é usada uma função de pertinência do tipo triangular, conforme Figura 12.1, tanto para o processo de fuzzificação quanto para o processo de defuzzificação. O sistema de geração de torque é complexo, de modo que um grande número de regras *fuzzy* foi selecionado para alcançar um ajuste preciso da entrada de controle (Hwang, 2008), de forma que onze variáveis *fuzzy* são usadas: positivo enorme (PH), positivo grande (PB), positivo médio (PM), positivo pequeno (PS), positivo infinitesimal (PI), zero (ZE), negativo infinitesimal (NI), negativo pequeno (NS), negativo médio (NM), negativo grande (NB) e negativo enorme (NH).

Figura 12.1: Função de pertinência triangular com variáveis *fuzzy* qualitativas.



Fonte: Autor.

Pode-se apresentar os dados da Figura 12.1 como um quadro qualitativo, conforme Quadro 12.1, e a seguir um quantitativo, conforme Quadro 12.2. O quadro qualitativo relaciona as variáveis *fuzzy* linguísticas de entrada e de saída. O quadro quantitativo, que apresenta os valores nítidos (numéricos) de entrada e saída, é programado e consultado durante a execução da ação de controle. Os valores desse quadro são obtidos em um processo de sintonia com o uso do dinamômetro de bancada.

Quadro 12.1: Quadro *fuzzy* qualitativo.

$\dot{\bar{s}}$ \ \bar{s}	PH	PB	PM	PS	PI	ZE	NI	NS	NM	NB	NH
NH	ZE	NI	NS	NM	NM	NB	NB	NB	NH	NH	NH
NB	PI	ZE	NI	NS	NM	NM	NB	NB	NB	NH	NH
NM	PS	PI	ZE	NI	NS	NM	NM	NB	NB	NB	NH
NS	PM	PS	PI	ZE	NI	NS	NM	NM	NB	NB	NB
NI	PM	PM	PS	PI	ZE	NI	NS	NM	NM	NB	NB
ZE	PB	PM	PM	PS	PI	ZE	NI	NS	NM	NM	NB
PI	PB	PB	PM	PM	PS	PI	ZE	NI	NS	NM	NM
PS	PB	PB	PB	PM	PM	PS	PI	ZE	NI	NS	NM
PM	PH	PB	PB	PB	PM	PM	PS	PI	ZE	NI	NS
PB	PH	PH	PB	PB	PB	PM	PM	PS	PI	ZE	NI
PH	PH	PH	PH	PB	PB	PB	PM	PM	PS	PI	ZE

Fonte: Hwang (2008)

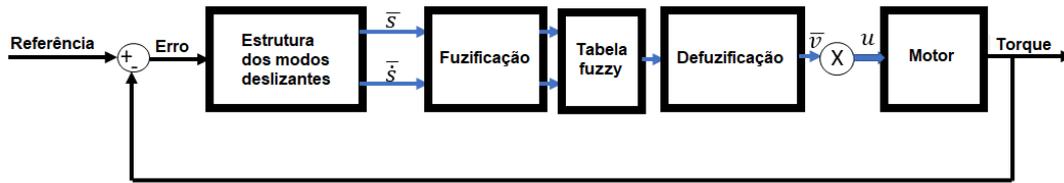
Quadro 12.2: Quadro *fuzzy* quantitativo.

\dot{s} \ \bar{s}	1.0	0.8	0.6	0.4	0.2	0	-0.2	-0.4	-0.6	-0.8	-1.0
-1.0	0.0	-0.1	-0.2	-0.5	-0.5	-0.8	-0.8	-0.8	-1.0	-1.0	-1.0
-0.8	0.1	0.0	-0.1	-0.2	-0.5	-0.5	-0.8	-0.8	-0.8	-1.0	-1.0
-0.6	0.2	0.1	0.0	-0.1	-0.2	-0.5	-0.5	-0.8	-0.8	-0.8	-1.0
-0.4	0.5	0.2	0.1	0.0	-0.1	-0.2	-0.5	-0.5	-0.8	-0.8	-0.8
-0.2	0.5	0.5	0.2	0.1	0.0	-0.1	-0.2	-0.5	-0.5	-0.8	-0.8
0	0.8	0.5	0.5	0.2	0.1	0.0	-0.1	-0.2	-0.5	-0.5	-0.8
0.2	0.8	0.8	0.5	0.5	0.2	0.1	0.0	-0.1	-0.2	-0.5	-0.5
0.4	0.8	0.8	0.8	0.5	0.5	0.2	0.1	0.0	-0.1	-0.2	-0.5
0.6	1.0	0.8	0.8	0.8	0.5	0.5	0.2	0.1	0.0	-0.1	-0.2
0.8	1.0	1.0	0.8	0.8	0.8	0.5	0.5	0.2	0.1	0.0	-0.1
1.0	1.0	1.0	1.0	0.8	0.8	0.8	0.5	0.5	0.2	0.1	0.0

Fonte: Autor.

Na estrutura do controlador, usa-se a técnica de modos deslizantes conjuntamente com a técnica *fuzzy*, conforme Figura 12.2. O termo s é função do erro, dado segundo a Equação (12.1). As entradas do controlador *fuzzy* são \bar{s} e $\dot{\bar{s}}$, que são s e \dot{s} multiplicados, respectivamente, pelos ganhos g_s e $g_{\dot{s}}$, conforme equações (12.2) e (12.3), de forma que \bar{s} e $\dot{\bar{s}}$ estejam sempre contidos no intervalo $[-1,1]$. O bloco de fuzificação recebe dois sinais da estrutura dos modos deslizantes e os transforma em um conjunto *fuzzy* usando a função de pertinência triangular. O defuzificador, usando o método do centro de gravidade, mapeia a saída do quadro *fuzzy* em um valor nítido $\bar{v}(t)$, também usando a mesma função de pertinência triangular. O valor nítido $\bar{v}(t)$, saída do Quadro 12.2, é multiplicado pelo ganho g_v , o fator de escalonamento de saída, resultando na ação de controle, conforme Equação (12.4).

Figura 12.2: Diagrama do sistema utilizado, com o controlador *fuzzy* com modos deslizantes.



Fonte: Autor.

$$s(t) = k_p \cdot e(t) + k_i \cdot \int_0^t e(\tau) \cdot d\tau \quad (12.1)$$

$$\bar{s} = g_s \cdot s \quad (12.2)$$

$$\bar{\dot{s}} = g_{\dot{s}} \cdot \dot{s} \quad (12.3)$$

$$u = v(t) = g_v \cdot \bar{v}(t) \quad (12.4)$$

Em que:

k_p, k_i : Constantes.

12.1. Estabilidade

Usa-se o método de Lyapunov para provar a estabilidade do controlador FMD projetado.

Pode-se modelar o torque como um sistema não linear de primeira ordem (Alt *et al.*, 2008). Logo, levando-se em consideração as incertezas e não linearidades, pode-se equacionar o torque conforme equações (12.5) e (12.6) (Slotine and Li, 1991, Chamsai *et al.*, 2015).

$$\dot{x} = f(x, t) - B(x, t) \cdot u(t) - B(x, t) \cdot \eta(x, t) \quad (12.5)$$

$$x(t_0) = x_0 \quad (12.6)$$

Em que:

x : Torque como estado;
 f : Função não linear;
 B : Matriz de ganho;
 u : Sinal de controle;
 η : Matriz de incertezas.

Elege-se a seguinte função de Lyapunov, conforme equações (12.7) e (12.8), baseado em Hwang (2008).

$$V(t) = \frac{s^2(t)}{2} \quad (12.7)$$

$$\dot{V}(t) = s(t) \cdot \dot{s}(t) \quad (12.8)$$

Desenvolvendo-se $\dot{s}(t)$, obtém-se as equações (12.9) e (12.10).

$$\dot{s}(t) = k_p \cdot \dot{e}(t) + k_i \cdot e(t) \quad (12.9)$$

$$\begin{aligned} \dot{s}(t) = k_p \cdot [\dot{x}_R(t) - f(x, t) + B(x, t) \cdot u(t) + B(x, t) \cdot \eta(x, t)] \\ + k_i \cdot e(t) \end{aligned} \quad (12.10)$$

Em que:

$\dot{x}_R(t)$: Derivada do sinal de referência.

Define-se $q(t)$ conforme Equação (12.11).

$$\begin{aligned} q(t) = k_p \cdot [\dot{x}_R(t) - f(x, t) + B(x, t) \cdot g_v \cdot s(t) + B(x, t) \\ \cdot \eta(x, t)] + k_i \cdot e(t) \end{aligned} \quad (12.11)$$

Para $\Delta(t) > 0$ variável, sendo $\Delta(t)$ função auxiliar para demonstrar a estabilidade, podem-se reproduzir os valores nítidos $\bar{v}(t)$, segundo Equação (12.12), conforme Hwang (2008).

$$\bar{v}(t) = s(t) + \Delta(t) \cdot \text{sgn}(s(t)) \quad (12.12)$$

Em que:

$\bar{v}(t)$: Valores do quadro *fuzzy* quantitativo;

sgn : Função sinal.

O sinal de saída do controlador *fuzzy* pode ser equacionado conforme Equação (12.13). O ganho de controle é dado por g_v , o qual terá o valor limitado pela Equação (12.14) para fins de estabilidade, conforme se verá adiante.

$$u = v(t) = g_v \cdot \{s(t) + \Delta(t) \cdot \text{sgn}(s(t))\} \quad (12.13)$$

$$g_v \geq -\frac{|q(t)| + \lambda}{k_p \cdot B(x, t) \cdot \Delta(t)} \quad (12.14)$$

Em que:

λ : Termo positivo;

Trabalhando-se com as equações anteriores, obtêm-se as equações (12.15), (12.16), (12.17) e (12.18).

$$\dot{s}(t) - k_p \cdot B(x, t) \cdot u(t) = q(t) - k_p \cdot B(x, t) \cdot g_v \cdot s(t) \quad (12.15)$$

$$\dot{s}(t) - k_p \cdot B(x, t) \cdot v(t) = q(t) - k_p \cdot B(x, t) \cdot g_v \cdot s(t) \quad (12.16)$$

$$\dot{s}(t) - k_p \cdot B(x, t) \cdot g_v \cdot \{s(t) + \Delta(t) \cdot \text{sgn}(s(t))\} \quad (12.17)$$

$$= q(t) - k_p \cdot B(x, t) \cdot g_v \cdot s(t)$$

$$\dot{s}(t) = q(t) + k_p \cdot B(x, t) \cdot g_v \cdot \Delta(t) \cdot \text{sgn}(s(t)) \quad (12.18)$$

Desenvolvendo-se a derivada da função de Lyapunov, obtêm-se as equações (12.19) e (12.20).

$$\dot{V}(t) = s(t) \cdot \dot{s}(t) \quad (12.19)$$

$$\dot{V}(t) = s(t) \cdot [q(t) + k_p \cdot B(x, t) \cdot g_v \cdot \Delta(t) \cdot \text{sgn}(s(t))] \quad (12.20)$$

Trabalhando-se com as equações (12.14) e (12.20), tem-se o desenvolvimento conforme equações (12.21) e (12.22).

$$\dot{V}(t) \leq |s(t)| \cdot [|q(t)| + k_p \cdot B(x, t) \cdot g_v \cdot \Delta(t)] \quad (12.21)$$

$$\dot{V}(t) \leq -\lambda \cdot |s(t)| \quad (12.22)$$

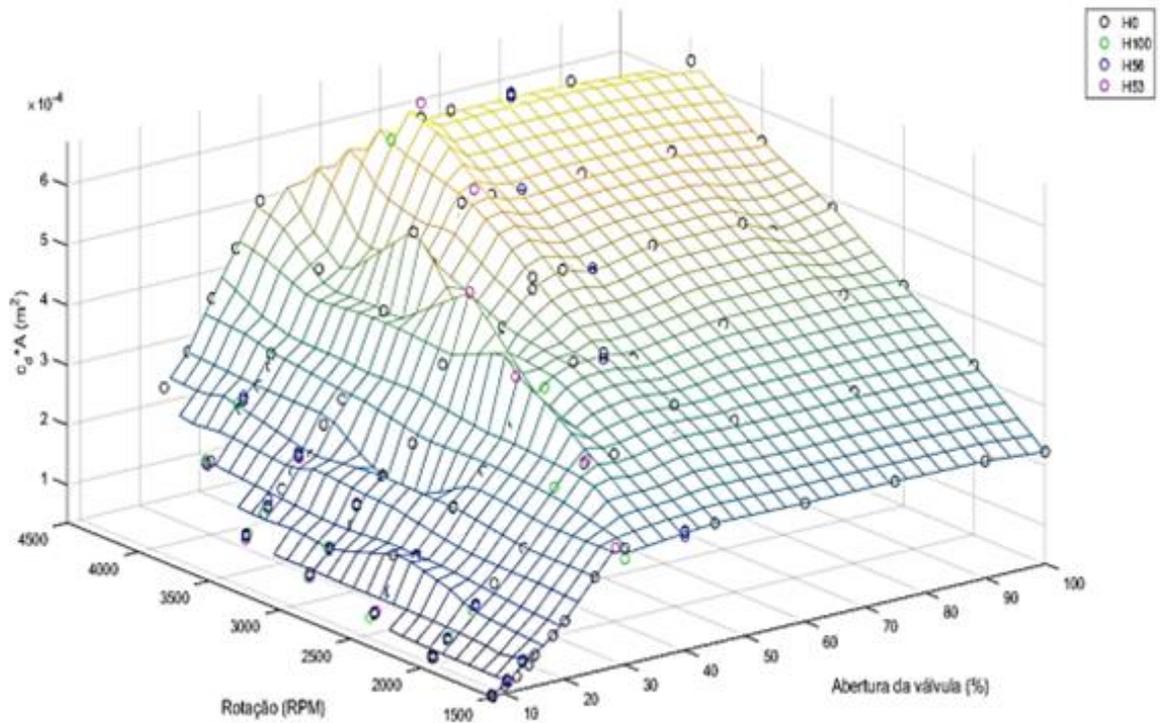
13. Identificação dos parâmetros dos modelos e dos controladores

Dentre as principais grandezas a serem identificadas no modelo de ar, estão o coeficiente de descarga da válvula borboleta e a eficiência volumétrica. O coeficiente de descarga da válvula borboleta é importante para se estimar o fluxo de ar pela válvula borboleta e a eficiência volumétrica é importante para se estimar o fluxo de ar pelos cilindros.

Para se identificar o coeficiente de descarga da válvula borboleta, deve se conhecer o valor do fluxo de ar pela válvula borboleta. Este fluxo pode ser medido por um sensor de fluxo de ar, ou ser estimado pela leitura da sonda lambda. Operando o motor em modo estacionário (carga, rotação, fluxo de combustível admitido e instante de ignição constantes), pode-se depreender o fluxo de ar pela válvula borboleta a partir da sonda lambda. Com o conhecimento do fluxo de ar pela válvula borboleta, aplica-se a formulação do fluxo unidimensional por um orifício de forma a se estimar o coeficiente de descarga da válvula borboleta. O uso da fórmula do fluxo unidimensional requer a presença de outros sensores, para se obter valores de pressão ambiente, temperatura ambiente e pressão no coletor de admissão. Na Figura 13.1, exibe-se um mapa do coeficiente de descarga identificado. HX refere-se a porcentagem de etanol hidratado em uma mistura com gasolina E27. Ou seja, H100 é 100% etanol hidratado e H0 é 100% gasolina E27. Essa escala é usada, pois esses são os combustíveis comerciais de fácil acesso na localidade do autor.

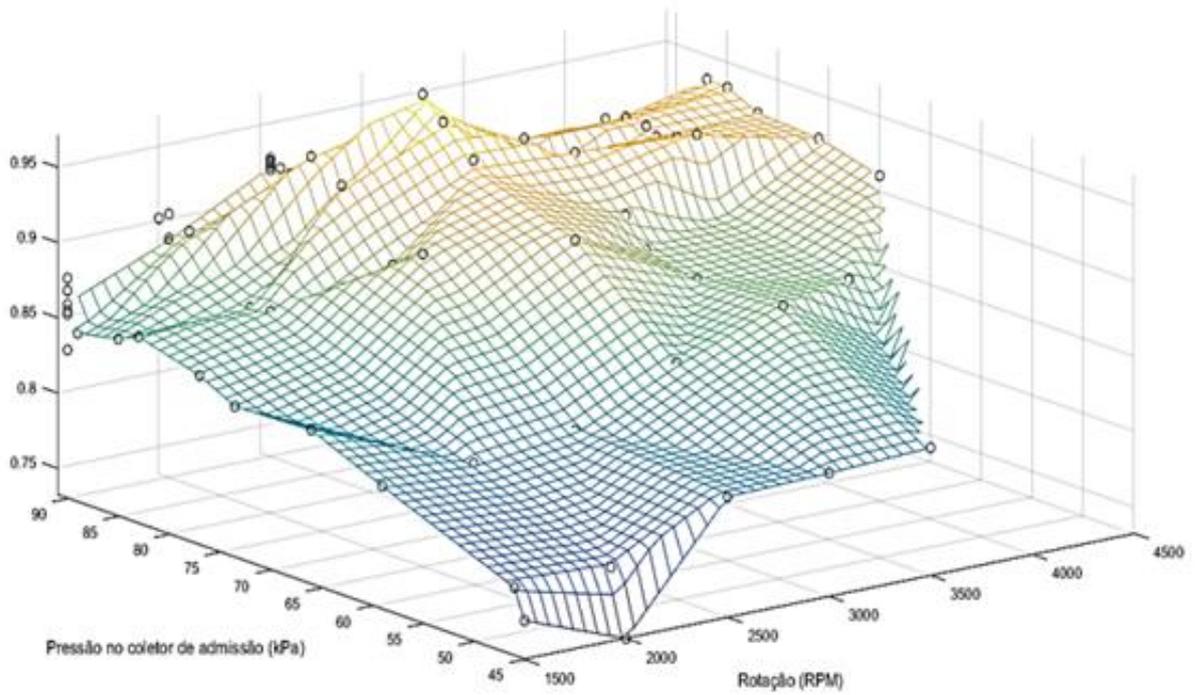
Para se identificar a eficiência volumétrica, é necessário o conhecimento do valor do fluxo mássico de gás pelos cilindros. Operando o motor em condição estacionária, pode-se estimar o valor desse fluxo pela sonda lambda ou por um sensor de fluxo mássico de ar. Aplicando a fórmula da bomba de ar real para se estimar o fluxo gasoso pelos cilindros, e comparando o fluxo medido ou estimado com o fluxo calculado se o motor fosse uma bomba de ar ideal, identifica-se o mapa de eficiência volumétrica. Na Figura 13.2, exibe-se um mapa de eficiência volumétrica identificada.

Figura 13.1: Coeficiente de descarga da válvula borboleta.



Fonte: Silva (2018)

Figura 13.2: Eficiência volumétrica para H0.



Fonte: Silva (2018)

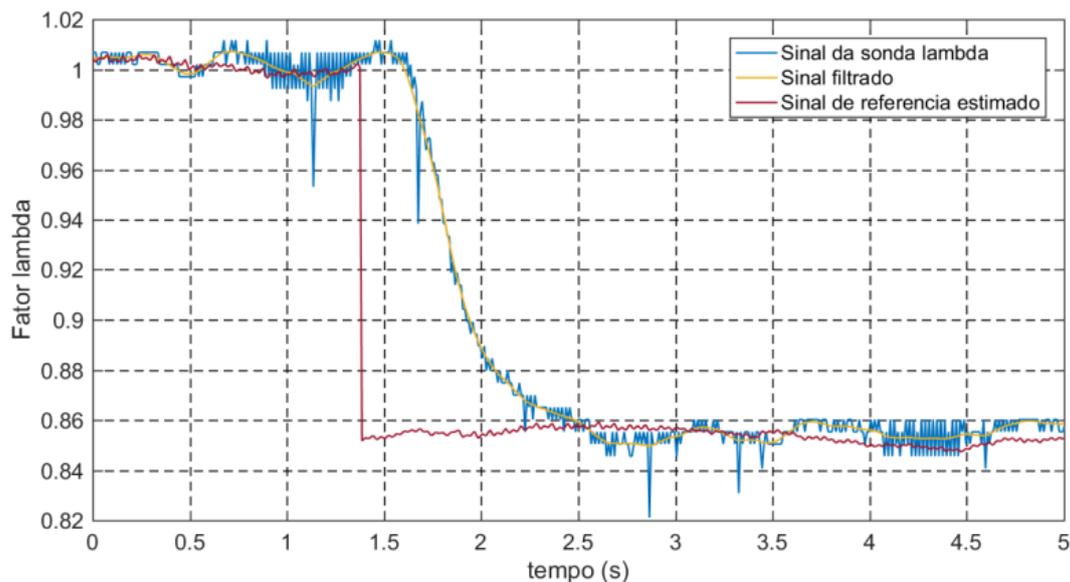
Dentre as principais grandezas a serem identificadas no sistema de combustível, estão a constante de tempo dos fenômenos de vaporização, *back-flow* e gases residuais e a constante de tempo da dinâmica de preenchimento dos gases de escape e o valor do atraso entre a injeção e a leitura na sonda lambda. A constante de tempo da sonda lambda costuma ser fornecida pelo fabricante.

Para se identificar a constante de tempo de vaporização, sugere-se instalar medidores lambda diretamente após a válvula de escape, de forma a isolar o efeito da vaporização, do *back-flow* e dos gases residuais do efeito da dinâmica de preenchimento dos gases de escape no sistema de exaustão. A constante de tempo em questão pode ser identificada em função da carga e da rotação do motor.

Para se identificar a constante de tempo da dinâmica de preenchimento dos gases residuais, pode-se usar a sonda lambda pré-catalítica, obter sua resposta e comparar com a resposta da sonda lambda instalada imediatamente após a válvula de escape, por ter sido instalada essa sonda lambda adicional. Dessa forma, isola-se a dinâmica de preenchimento no sistema de exaustão, conseguindo assim se identificar a constante de tempo respectiva. Essa constante de tempo também pode ser identificada em função da carga e da rotação do motor.

Para se identificar o atraso entre o injetor de combustível e a sonda lambda pré-catalítica, deve-se averiguar o tempo que demora para que mudanças na injeção se reflitam na medida da sonda lambda pré-catalítica. O principal componente do atraso é o aprisionamento dos gases que ocorre no cilindro no motor. Portanto, o valor do atraso está fortemente relacionado a rotação do motor, pois quanto maior o valor da rotação, menor o tempo de aprisionamento do gás nos cilindros do motor. Para obter cada dado de atraso, pode-se usar as curvas ilustradas na Figura 13.3. Levantando-se essas curvas para uma determinada condição, identifica-se o atraso para aquela condição.

Figura 13.3: Curvas usadas para a identificação do atraso.



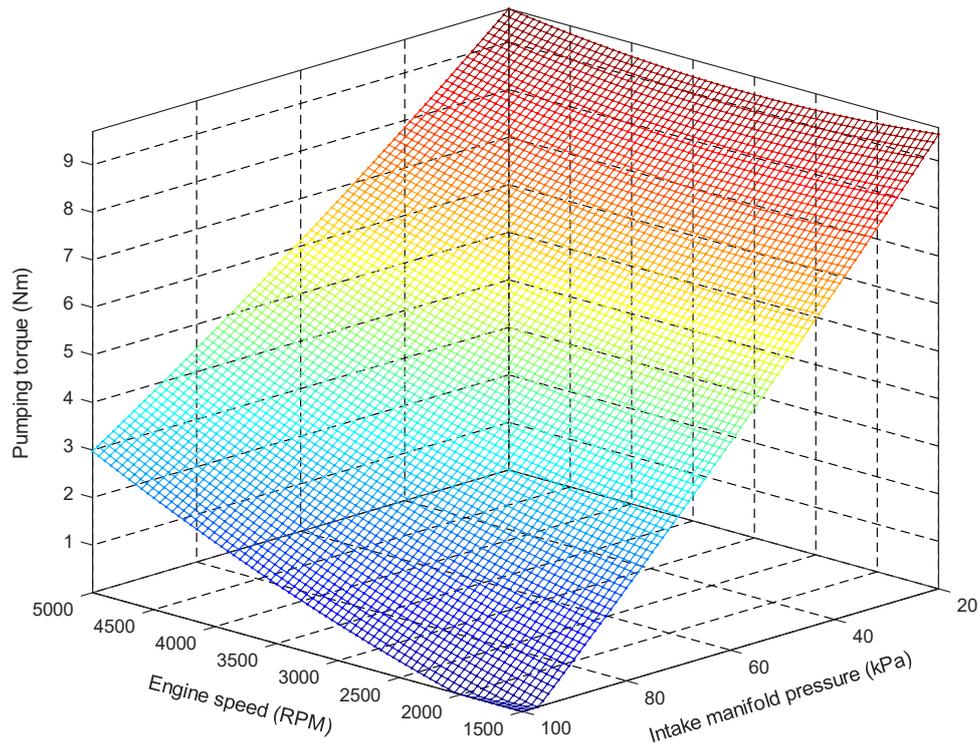
Fonte: Maggio (2019)

Dentre as principais grandezas a serem identificadas no modelo de torque estão o mapa do ângulo de MBT, o mapa do coeficiente quadrático relacionado à abertura parabólica nas perdas devido a ignição, a curva da eficiência normalizada de combustão, as perdas por fricção e bombeamento e a curva da eficiência indicada em condições ótimas. Dessa forma, com todos esses parâmetros, podem ser estimadas as perdas com o motor operando em condições diversas da estequiometria e do MBT.

Primeiramente, equipa-se o coletor de escape com um sensor de pressão. Com a medida da pressão no coletor de escape, pode-se identificar as perdas por bombeamento em função da pressão no coletor de admissão e da rotação do motor. O torque perdido pode ser notado como torque de bombeamento. O torque de bombeamento identificado pode ser observado na Figura 13.4.

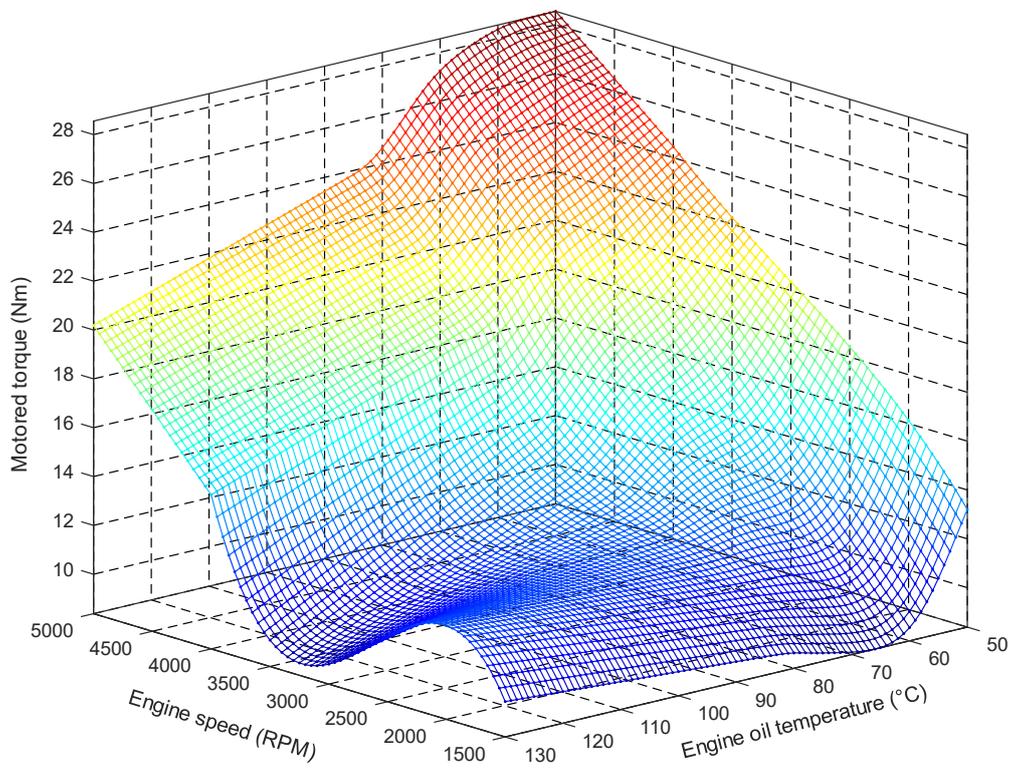
Para se identificar a fricção das partes mecânicas, deve-se empregar uma das abordagens expostas nessa tese. No caso do trabalho do autor, um dinamômetro ativo foi usado para se identificar o torque motorizado que, subtraída as perdas por bombeamento, é usado como uma aproximação das perdas de torque devido à fricção das partes mecânicas. O torque motorizado identificado pode ser observado na Figura 13.5.

Figura 13.4: Mapa das perdas por bombeamento.



Fonte: Silva *et al.* (2024)

Figura 13.5: Mapa das perdas por fricção.



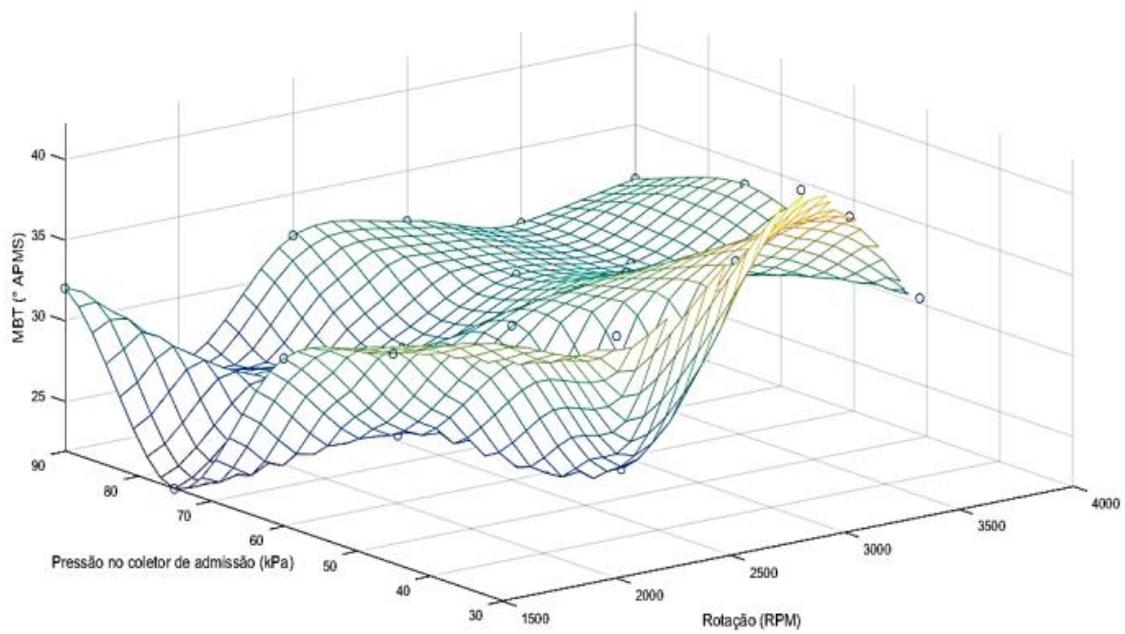
Fonte: Silva *et al.* (2024)

A seguir, mantém-se o motor operando na condição estequiométrica. Varia-se, então, o instante de ignição de forma a se obter as curvas do coeficiente quadrático e do instante de MBT. Essas curvas podem ser identificadas em função da rotação e da carga. Conforme se varia o ângulo de ignição, traça-se a curva parabólica que relaciona torque indicado com o instante de ignição. O ângulo do ponto superior da curva é o ângulo de MBT, cuja identificação pode ser observada na Figura 13.6, e o coeficiente quadrático é obtido pela abertura parabólica, cuja identificação pode ser observada na Figura 13.7.

Para se identificar a eficiência de combustão normalizada, varia-se a relação ar-combustível para uma determinada condição de operação do motor. Mantendo-se constante o ângulo de ignição, preferencialmente o ângulo MBT, devido a ser nas proximidades do MBT que é desejável a operação comum do motor, varia-se a relação ar-combustível. A curva de eficiência normalizada de combustão pode ser única para todas as condições de carga e rotação do motor, conforme comumente é adotada na literatura.

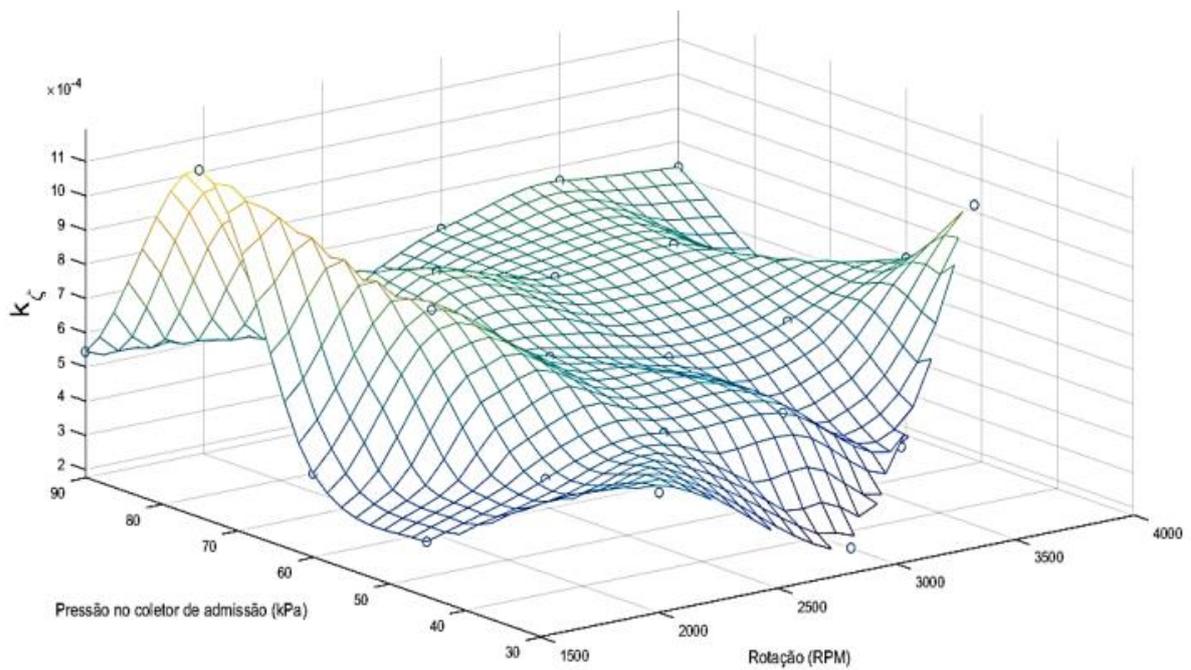
Por fim, o mapa da eficiência indicada em condições ótimas é obtido comparando-se o torque indicado com o torque que haveria caso a eficiência global fosse unitária. Dessa forma, com o motor operando em condição estequiométrica e ângulo MBT, obtém-se o valor da eficiência indicada em função da carga e da rotação. Divide-se o torque indicado pelo que podemos notar de torque combustível (*fuel torque*), o torque que se obteria se toda a energia química fosse convertida em energia mecânica. Dessa forma, obtém-se o mapa da eficiência indicada ótima, conforme Figura 13.8.

Figura 13.6: Mapa do MBT



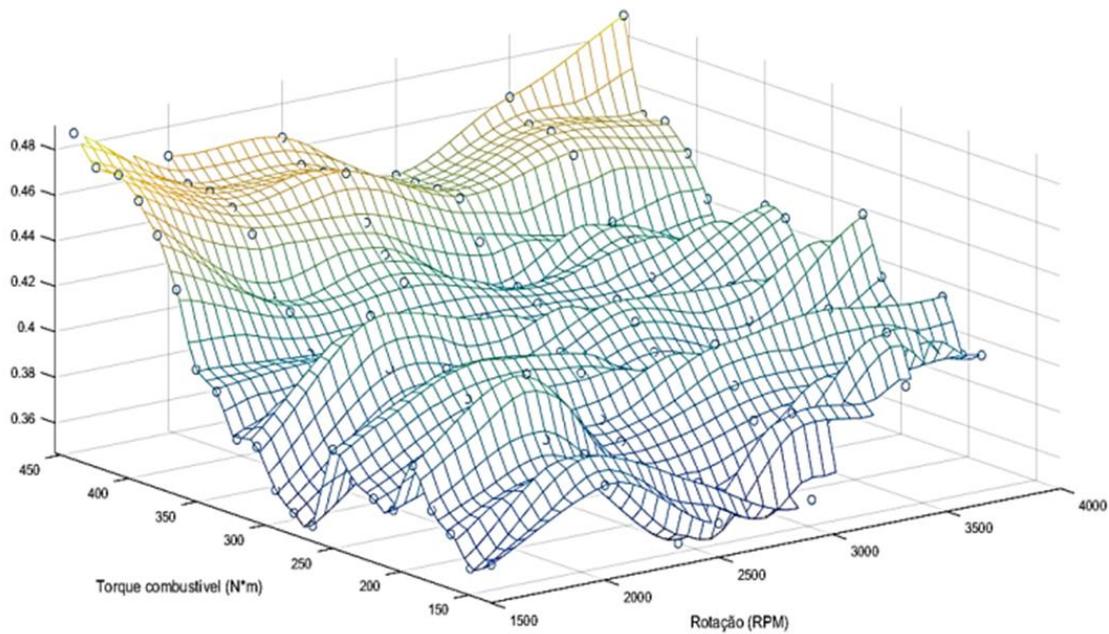
Fonte: Silva (2018)

Figura 13.7: Mapa do coeficiente quadrático.



Fonte: Silva (2018)

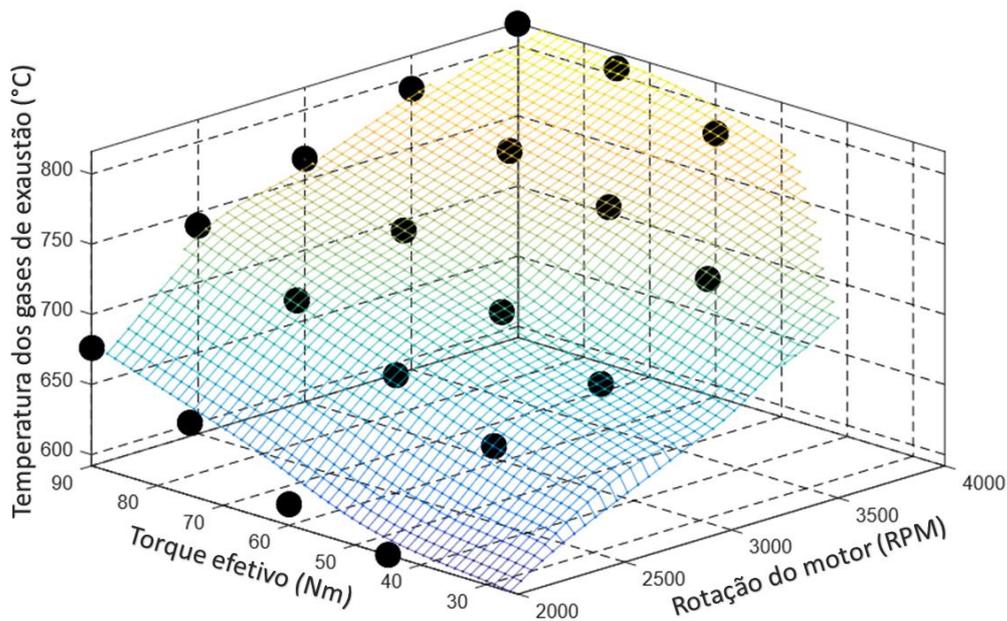
Figura 13.8: Mapa da eficiência indicada ótima.



Fonte: Silva (2018)

Dentre as principais grandezas a serem identificadas no modelo térmico estão a temperatura dos gases de escape e a transferência de calor para as paredes do cilindro. Com o uso de um sensor de temperatura no sistema de escape, a temperatura dos gases de escape pode ser identificada em função da carga e da rotação do motor. O calor transferido para as paredes do cilindro pode ser estimado por meio de um balanceamento energético, conhecendo-se a energia útil, a entalpia dos gases de entrada, a entalpia dos gases de saída e perdas por fricção e bombeamento. Na Figura 13.9, apresenta-se a identificação da temperatura dos gases de exaustão para o uso de biogás.

Figura 13.9: Temperatura dos gases de exaustão.



Fonte: Silva *et al.* (2023)

Os parâmetros dos controladores são inicialmente calibrados no ambiente *Matlab/Simulink*, de forma a encontrar valores de calibração que resultam em um bom seguimento da referência. Esses valores de calibração são inicialmente adotados nos testes com o dinamômetro. Porém, devido a condições diferentes entre o ambiente *Matlab/Simulink* e o ambiente laboratorial, com o motor acoplado a um dinamômetro, novo processo de sintonização é realizado, como o mesmo objetivo de se obter um bom seguimento da referência.

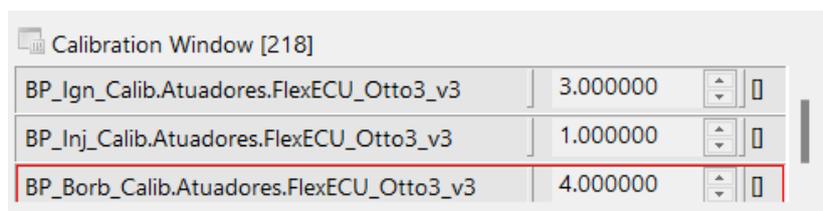
Os parâmetros da rede neural artificial são identificados visando a diminuição do erro quadrático. Os valores relacionados aos atuadores são a saída da rede neural artificial, enquanto o torque efetivo e a rotação do motor são os valores de entrada da rede neural artificial. Usou-se ferramentas próprias do *Matlab/Simulink* para encontrar os parâmetros que configuram menor erro quadrático.

O mapa quantitativo relacionado presente no controlador *fuzzy* é identificado também com o objetivo de melhorar o seguimento da referência. Os valores nítidos que correspondem a cada variável *fuzzy* são identificados em um processo de sintonização que ocorre com o motor funcionando no dinamômetro.

Obtém-se, então, os valores numéricos para cada variável *fuzzy* visando o seguimento adequado da referência.

Os ganhos proporcionais e integrais, presentes nos controladores PID, RNA-PID e PI adaptativo, são sintonizados de acordo com a rotação do motor. Nenhum dos ganhos, em nenhum dos controladores, foi desempenhado em função da carga. A implementação da dependência com a rotação foi o suficiente para atingir os resultados apresentados. Para todo controlador, um processo de sintonização foi realizado no software *INCA-ETAS* para se obter o ganho referente a cada atuador. Na Figura 13.10 observa-se, por exemplo, o ganho específico de cada atuador identificado para o controlador PI em alta rotação.

Figura 13.10: Ganhos para o controlador PI em alta rotação.



Parameter Name	Value
BP_Ign_Calib.Atuadores.FlexECU_Otto3_v3	3.000000
BP_Inj_Calib.Atuadores.FlexECU_Otto3_v3	1.000000
BP_Borb_Calib.Atuadores.FlexECU_Otto3_v3	4.000000

Fonte: Autor.

14. Resultados experimentais

Nesse capítulo, os resultados experimentais são expostos e discutidos. Inicia-se com a descrição da estrutura experimental utilizada para a validação do modelo do motor e dos projetos de controle. Por fim, os resultados referentes ao modelo do motor e aos projetos de controle são apresentados e analisados.

14.1. Estrutura experimental

O motor EA-111 VHT 1.6 L foi utilizado, acoplado a um dinamômetro de bancada dentro de uma sala de testes, conforme representado na Figura 14.1. A sala de testes está equipada com seu próprio sistema de resfriamento, composto por radiadores coaxiais e exaustores. Características notáveis do motor de estudo incluem injeção indireta de combustível, capacidade flex-fuel, ausência de recirculação de gases de escape, ignição por centelha, admissão controlada por válvula borboleta, oito válvulas, uma relação de compressão de 12,1, funcionamento de quatro tempos. A interface entre o dinamômetro de bancada e o usuário é realizada pelo software *E_CAT*. Os dados coletados, para a geração de gráficos, são processados utilizando tanto o software *Matlab* quanto o software *ETAS MDA*. Um dinamômetro de bancada ativo foi usado para a identificação do torque motorizado, enquanto um dinamômetro de bancada passivo foi usado para outros experimentos.

Os instrumentos utilizados nas instalações da sala de ensaios, juntamente com o dinamômetro de bancada, abrangeram uma ampla gama de sensores: sensor lambda pós-catalisador, sensor lambda pré-catalisador, sensor de temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor, sensor de temperatura do líquido de arrefecimento na entrada do motor, sensor de temperatura do óleo, sensor de pressão do óleo, sensor de pressão no coletor de admissão, sensor de pressão no coletor de escape, sensor de temperatura no coletor de admissão, sensor de temperatura no coletor de escape, sensor de pressão ambiente, sensor de temperatura ambiente, sensor de velocidade do motor, detector de detonação e sensor de teor de etanol. Para facilitar a integração, uma placa de aquisição e

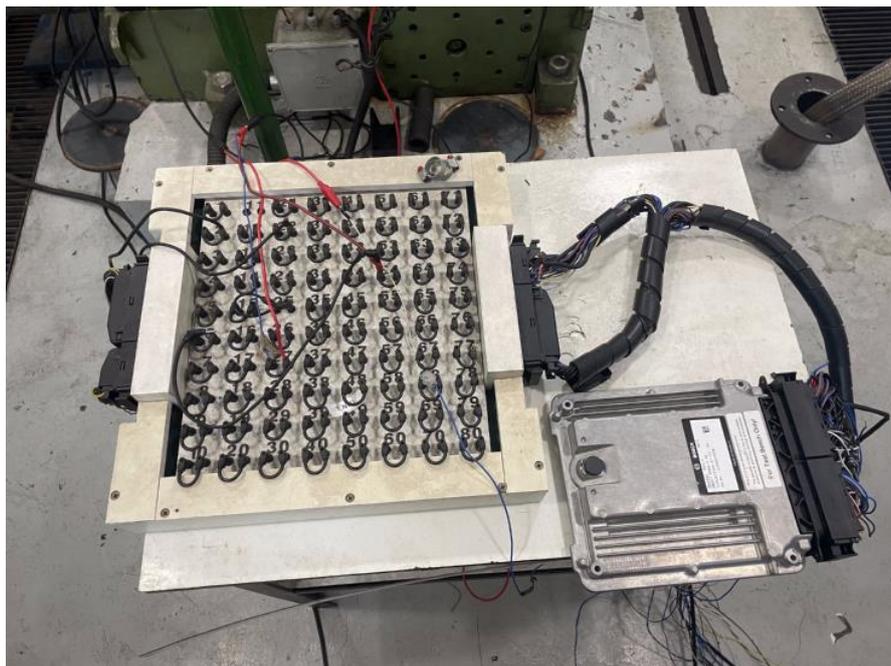
comunicação de dados foi utilizada para interligar os sinais da rede de sensores dentro do laboratório com a ECU, conforme mostrado na Figura 14.2.

Figura 14.1: Motor EA-111 VHT acoplado a um dinamômetro de bancada.



Fonte: Autor.

Figura 14.2: Placa de aquisição e comunicação de dados, conectada à rede de sensores do laboratório e à ECU.



Fonte: Autor.

Para a modelagem do motor, usou-se o software *Matlab/Simulink* tanto para o projeto dos modelos quanto para a identificação dos parâmetros. O software *Matlab/Simulink* é novamente usado tanto para o projeto dos controladores quanto para o teste, que é realizado por meio de simulações do sistema completo, que consiste no modelo do motor conectado ao controlador projetado. A seguir, usa-se o software *ASCET-ETAS* para se programar os controladores validados na etapa anterior. O software *ASCET-ETAS* gera arquivos *.a2l* e *.hex*, que podem ser utilizados para se programar o controle projetado na ECU. O processo de se programar a ECU com os arquivos *.a2l* e *.hex* é executado pelo software *INCA-ETAS*.

14.2. Resultados e discussão

Empregaram-se os modelos em ambiente *Matlab/Simulink* para viabilizar a sua simulação. Nesta primeira etapa, buscou-se levantar o modelo de torque referente ao motor estudado, usando os métodos já vistos. Neste modelo, empregou-se conjuntamente o modelo de vaporização de combustível e o modelo de tomada de ar, pois a admissão de combustível e a admissão de ar são importantes grandezas para o modelo de torque.

O modelo tem, entre suas entradas, o sinal de referência da abertura da borboleta, o tempo de injeção e o ângulo de ignição, devido ao controlador atuar sobre essas grandezas para controlar o sinal de torque. Logo, o modelo a ser simulado deve conseguir prever as mudanças na tomada de ar conforme se altera a posição da borboleta e as mudanças na admissão de combustível e na relação ar-combustível conforme se muda o tempo de injeção.

No laboratório, com o motor acoplado ao dinamômetro de bancada, colheram-se diversos pontos em diferentes condições de rotação do motor, pressão no coletor de admissão, instante de ignição, relação ar-combustível e injeção de combustível. Dividiram-se esses pontos em dois conjuntos, sendo um conjunto realizado para a identificação dos parâmetros do modelo e o outro conjunto para a validação do modelo. O conjunto da validação do modelo possui 214 pontos, conforme Quadro 14.1, e o erro médio absoluto entre o torque medido e o torque

simulado no *Matlab/Simulink* foi de 6,3%, com desvio padrão de 6,0%. Esses valores são apropriados, pois a produção de torque está inerentemente sujeita a incertezas, principalmente devido à natureza complexa da combustão no ambiente do motor, o que introduz incertezas significativas (Pla *et al.*, 2021). O erro absoluto é o módulo da diferença entre o torque medido e o torque simulado, dividido pelo torque medido. O erro médio absoluto é a média dos valores de erro absoluto.

Quadro 14.1: Estatísticas do erro para o modelo do torque.

Pontos testados	214
Erro médio absoluto	6,3%
Desvio padrão do erro	6,0%

Fonte: Autor.

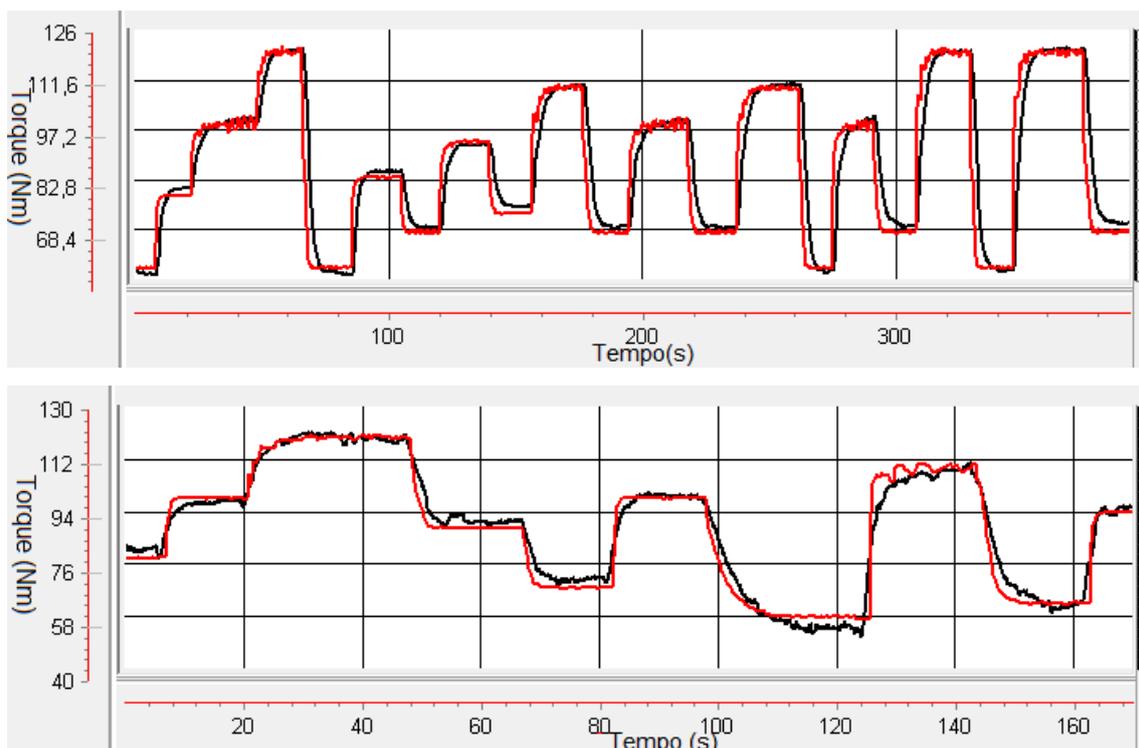
A seguir, o modelo de torque é programado na ECU, de forma a funcionar como um sensor virtual de torque. Na Figura 14.3, para diferentes condições de operação, plotam-se conjuntamente o torque medido pelo dinamômetro com o sinal do sensor virtual de torque. Esse ensaio foi realizado com o motor acoplado ao dinamômetro de bancada, funcionando com a ECU programável contendo o sensor virtual de torque. Observa-se consistência entre o valor estimado e o valor medido, validando-se o sensor virtual de torque programado.

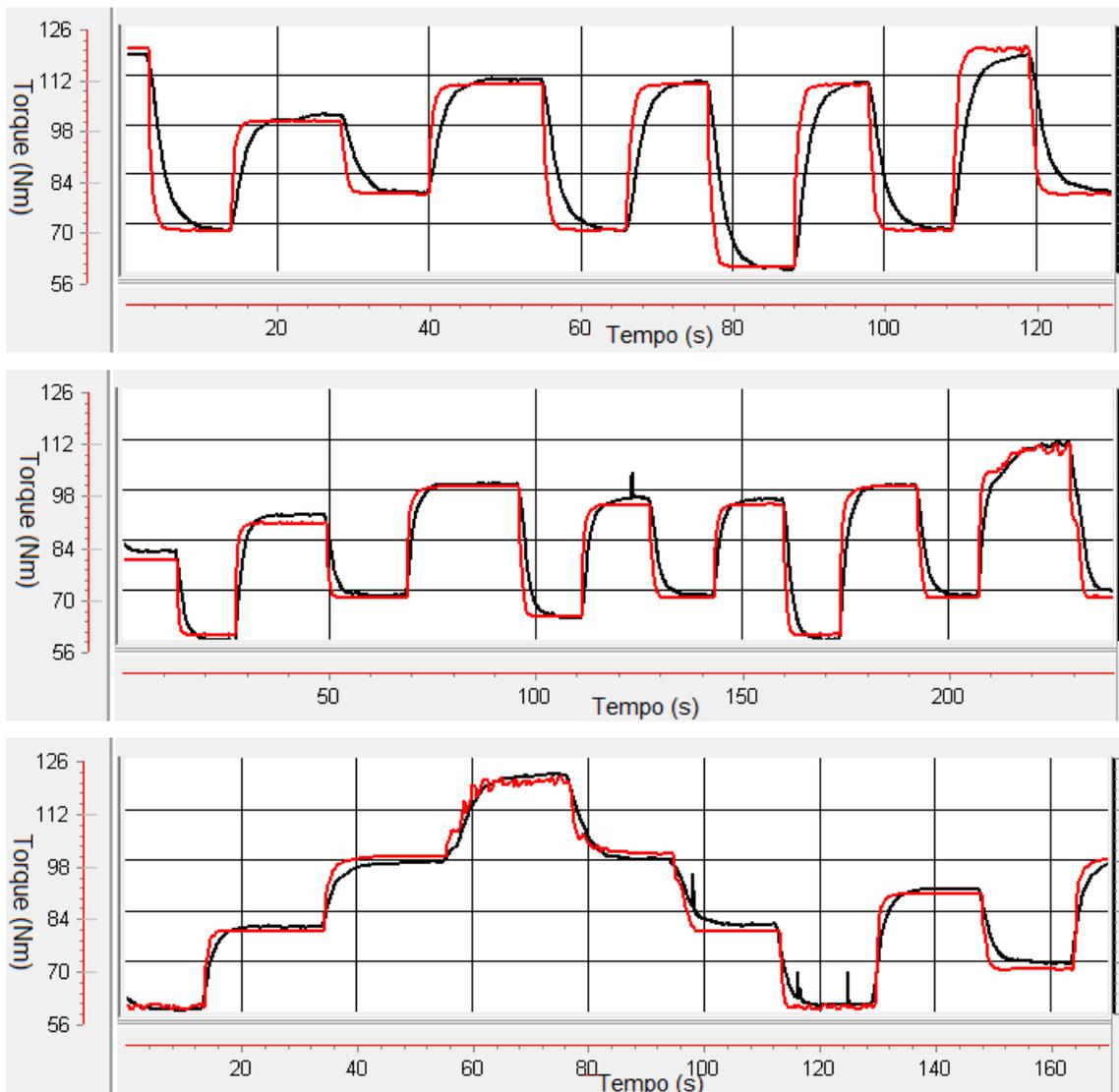
Programa-se um modelo de torque na ECU, pois comumente não há sensor de torque na frota comercial, devido a seu custo. Logo, o modelo de torque na ECU, funciona como um estimador de torque que pode ser entendido como um sensor virtual de torque.

Há diferenças entre o modelo de torque no ambiente *Matlab/Simulink* e o estimador de torque presente na ECU. Como, para o caso do motor em estudo, há na frota comercial sensores de pressão de admissão e de relação ar-combustível, esses valores são obtidos pelo estimador de torque na ECU como valores medidos, enquanto que para o modelo de torque no ambiente *Matlab/Simulink* deve-se estimar esses valores com o uso dos modelos do sistema de ar e do sistema de combustível. De forma a se viabilizar o uso do

torque estimado no controle de torque, de forma que o erro absoluto seja dado pelo módulo da diferença entre o torque estimado e a referência de torque, valida-se a estimativa de torque com o uso de valores de torque medidos diretamente pelo dinamômetro. Como, no uso comercial do veículo, não há um sensor como o dinamômetro para oferecer a medida de torque, logo a validação dos projetos de controle devem ser se justapondo o sinal de referência com o sinal de torque estimado, após a validação do torque estimado, que foi justaposto anteriormente com o sinal do dinamômetro de torque medido.

Figura 14.3: Validação do sensor virtual de torque. Torque medido (sinal preto, em Nm) comparado com o sinal do sensor de torque virtual (sinal vermelho, em Nm). Gráficos para diferentes rotações do motor. a. 2000 RPM. b. 2500 RPM. c. 3000 RPM. d. 3500 RPM. e. 4000 RPM.





Fonte: Autor.

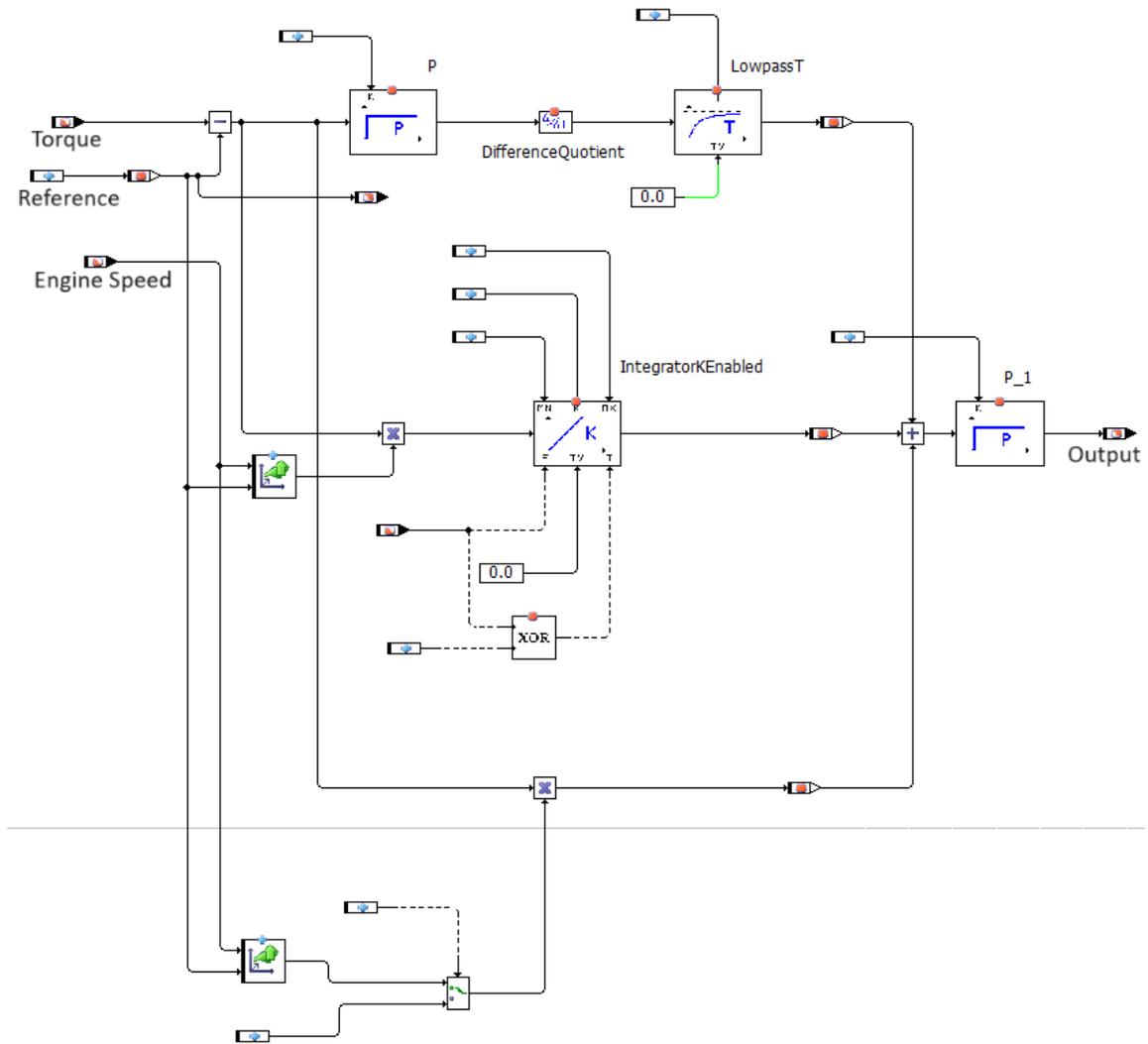
Os controladores foram desenvolvidos no software *ASCET-ETAS*. O software *ASCET-ETAS* gera arquivos, com o código dos controladores desenvolvidos, que são usados pelo software *INCA-ETAS*. O software *INCA-ETAS* se comunica com a ECU, sendo capaz de programar na ECU os controladores desenvolvidos. O controlador PID, então, foi programado na ECU por essa metodologia. Nas Figuras 14.4 a 14.7, podem ser observados os projetos desenvolvidos em *ASCET-ETAS*. Os valores iniciais dos parâmetros definidos em *ASCET-ETAS* não representam os valores finais de calibração e sintonia, pois estes podem ser alterados no software *INCA-ETAS* durante o processo de calibração do motor. Cada atuador possui um módulo próprio, em que são ajustados os ganhos próprios de cada atuador. No *ASCET-ETAS*, conforme pode ser observado nas

Figuras 14.4 a 14.7, os retângulos pequenos com um círculo azul são valores calibráveis e os retângulos pequenos com um círculo vermelho são sinais que podem ser medidos e visualizados no *INCA-ETAS*.

Na sala de ensaios, com o motor acoplado a um dinamômetro de bancada, testam-se os controladores desenvolvidos. Ajustam-se manualmente os parâmetros dos controladores, em um processo conhecido como sintonia ou calibração. Os parâmetros são ajustados de forma a aperfeiçoar a ação do controlador, garantindo a performance desejada. Entre os aspectos que podem ser observados durante o processo de sintonia ou calibração, podem-se citar: Estabilidade do sinal, tempo de acomodação, presença de sobressinal, seguimento da referência.

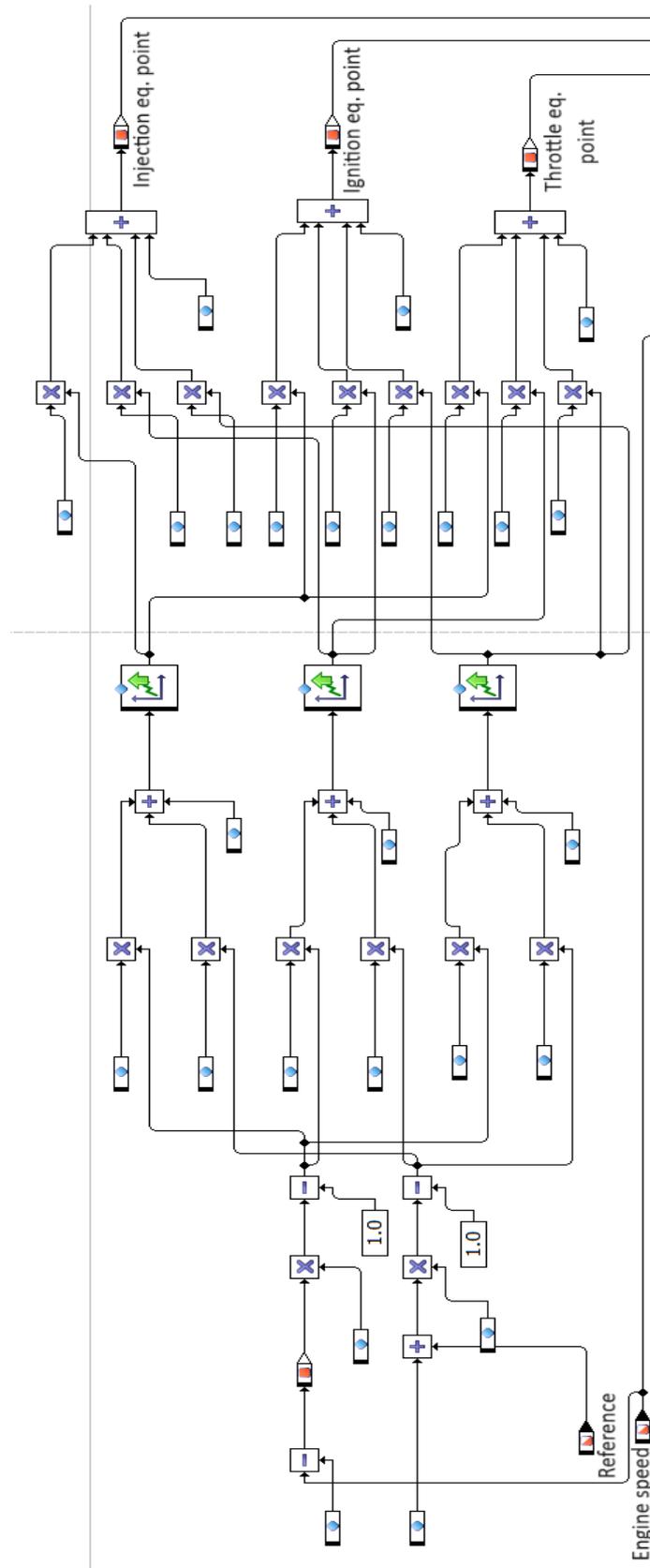
Nas Figuras 14.8 a 14.12, podem ser observados os resultados dos testes com o controlador PID. Os sinais dos atuadores constituem os *setpoints* enviados ao módulo correspondente de cada atuador, servindo como valores de referência sobre os quais o driver de cada atuador opera. Estes sinais são obtidos pelo *INCA-ETAS*, com o uso de *testpoints* programados no software *ASCET-ETAS*. Os ganhos proporcional, integral e derivativo foram mapeados em função da rotação do motor. Ou seja, os ganhos do controlador PID são função da rotação do motor, e a relação é dada segundo uma curva, que fica armazenada na ECU. As métricas da performance do controlador podem ser observadas no Quadro 14.2 e indicam valores adequados de erro absoluto médio no regime permanente e tempo médio de subida e descida no regime transiente.

Figura 14.4: Diagrama em ASCET-ETAS do controlador PID convencional.



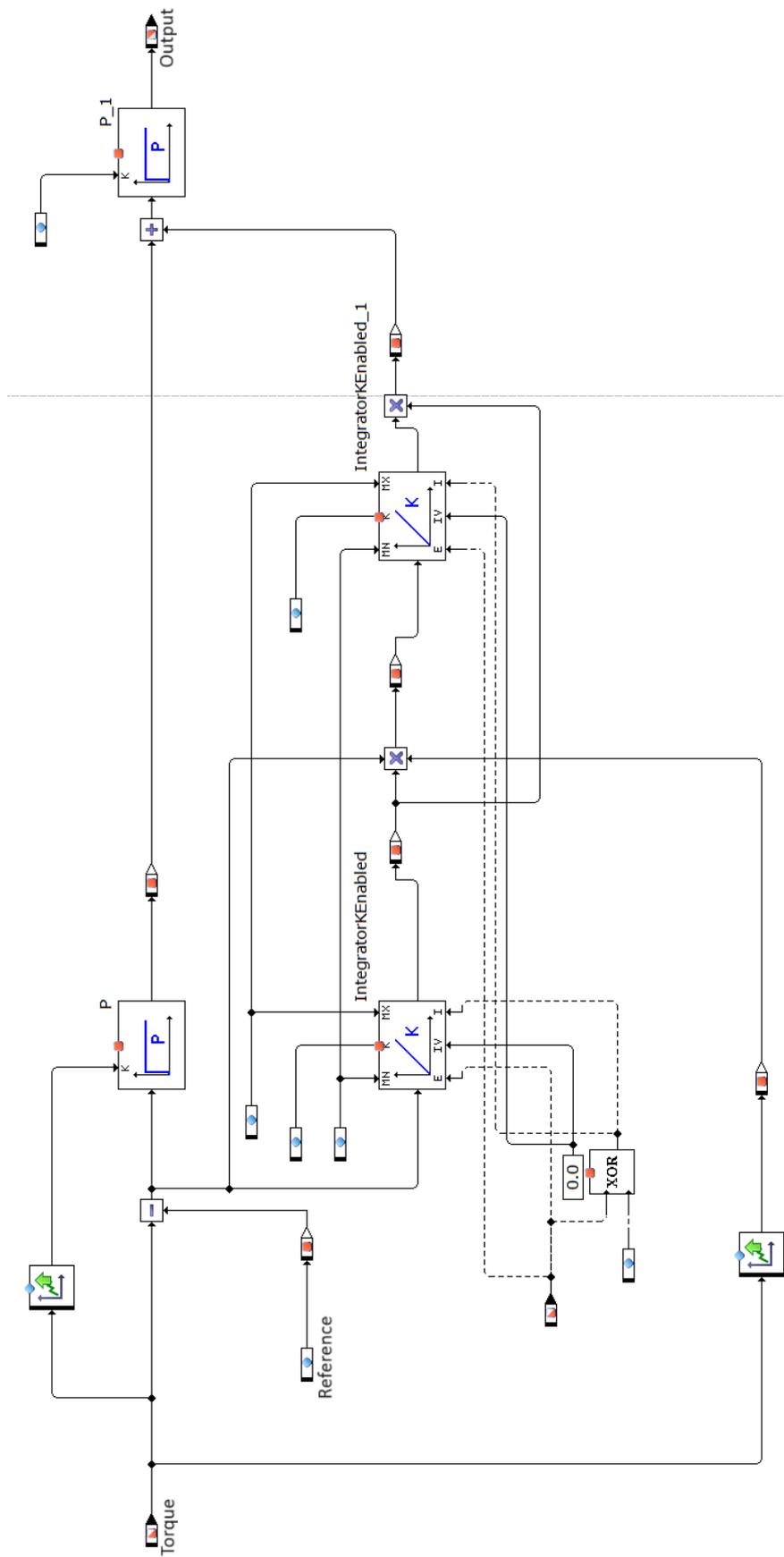
Fonte: Autor.

Figura 14.5: Diagrama em *ASCET-ETAS* da rede neural artificial usada no controlador RNA-PID.



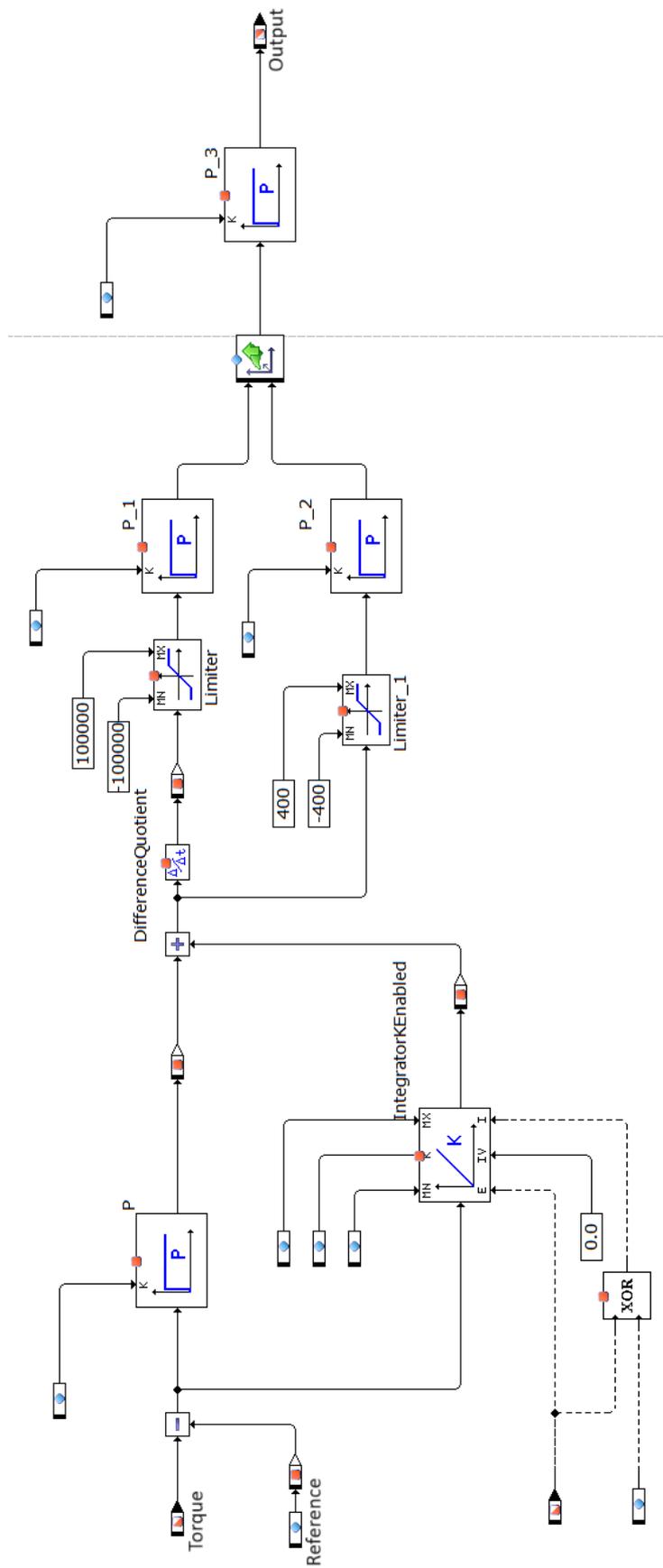
Fonte: Autor.

Figura 14.6: Diagrama em ASCET-ETAS do controlador PI adaptativo.



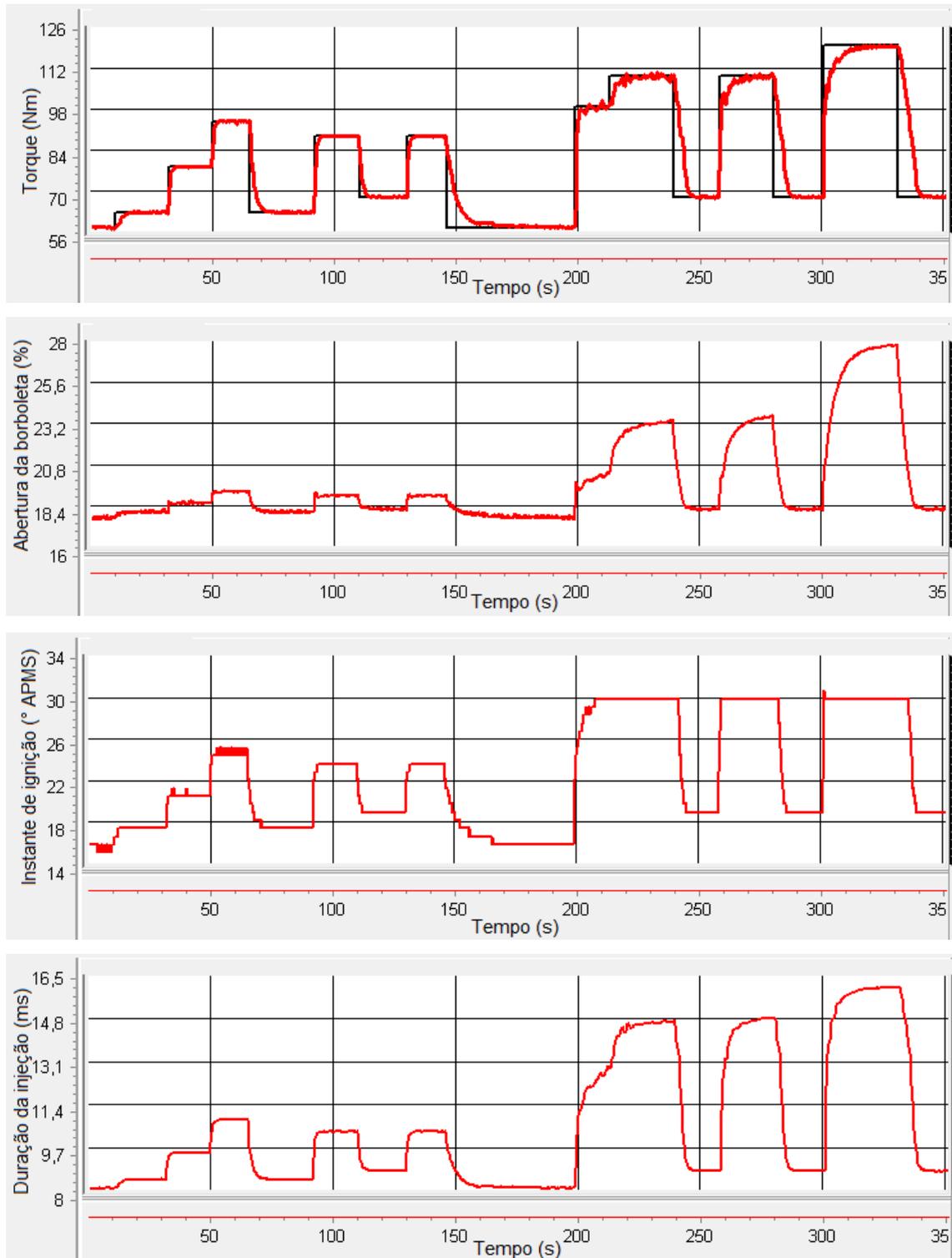
Fonte: Autor.

Figura 14.7: Diagrama em ASCET-ETAS do controlador FMD.



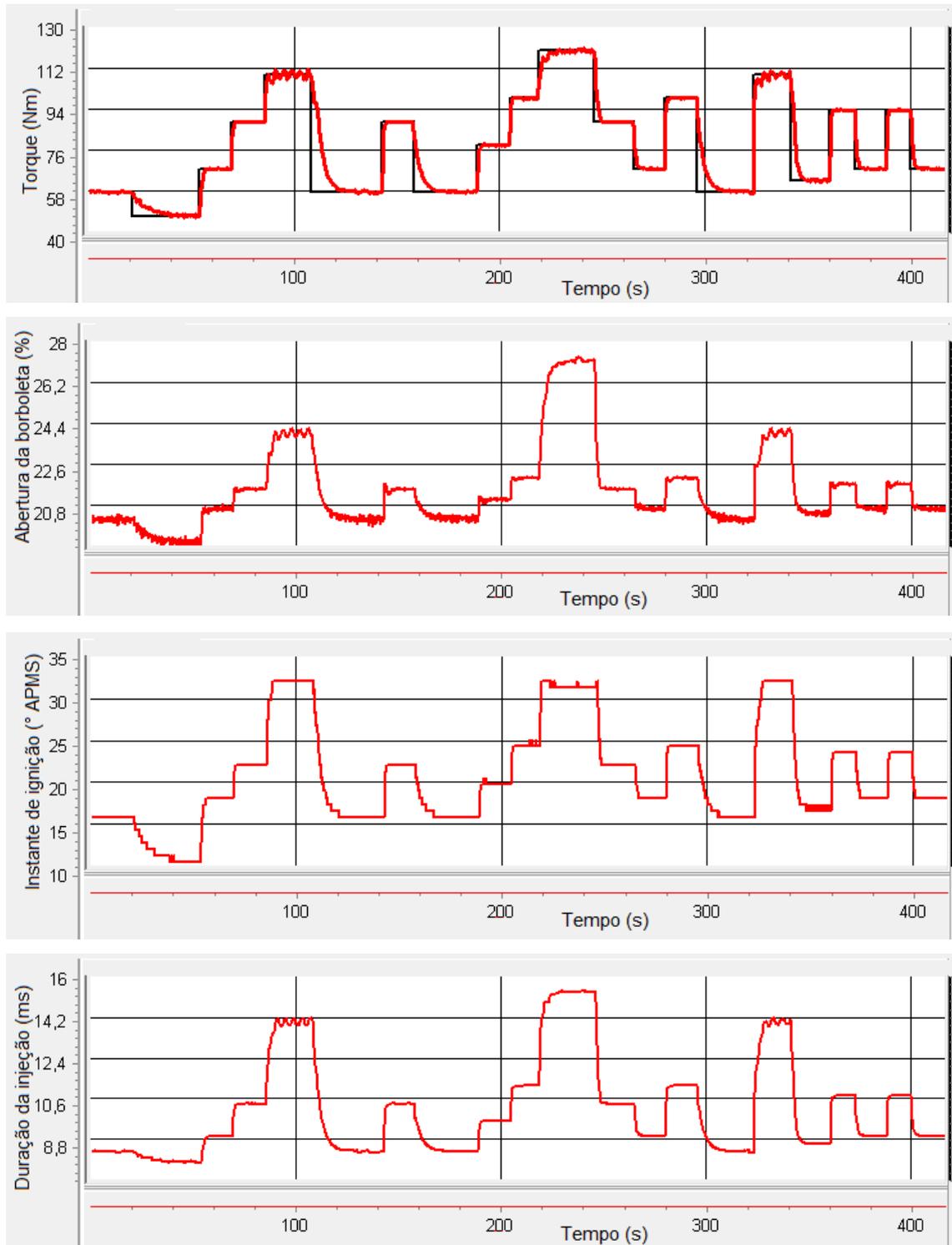
Fonte: Autor.

Figura 14.8: Resultados do controlador PID em 2000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



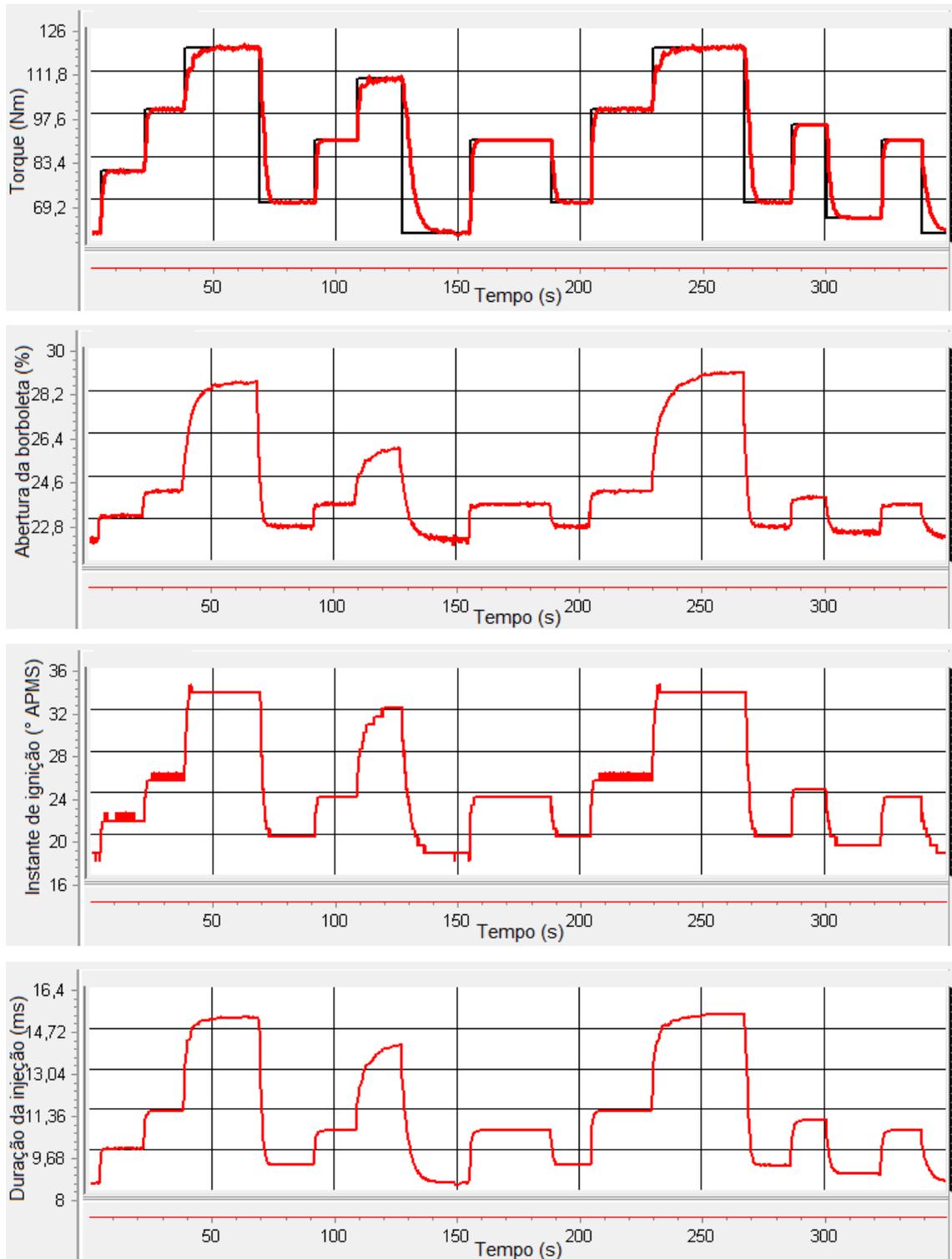
Fonte: Autor.

Figura 14.9: Resultados do controlador PID em 2500 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



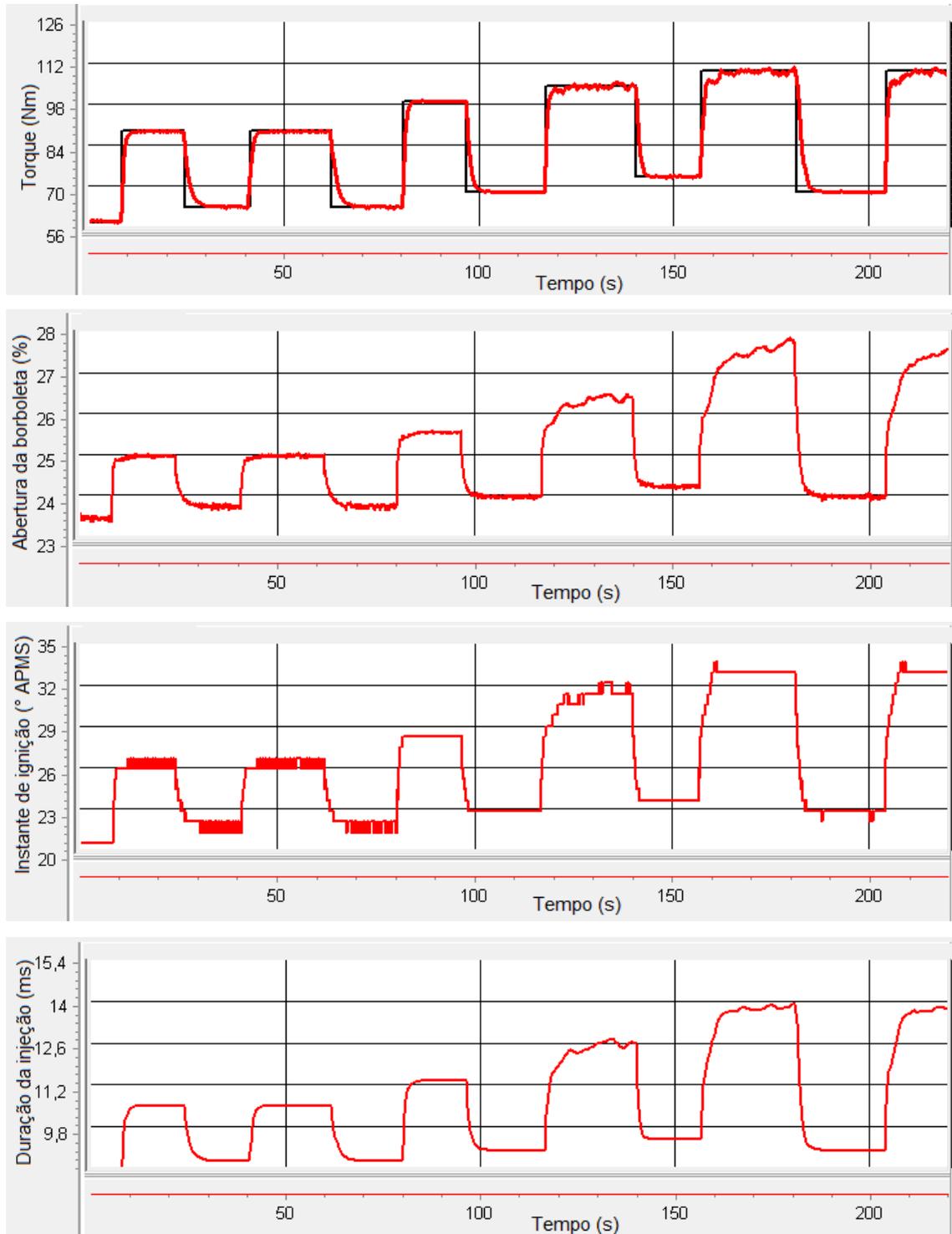
Fonte: Autor.

Figura 14.10: Resultados do controlador PID em 3000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



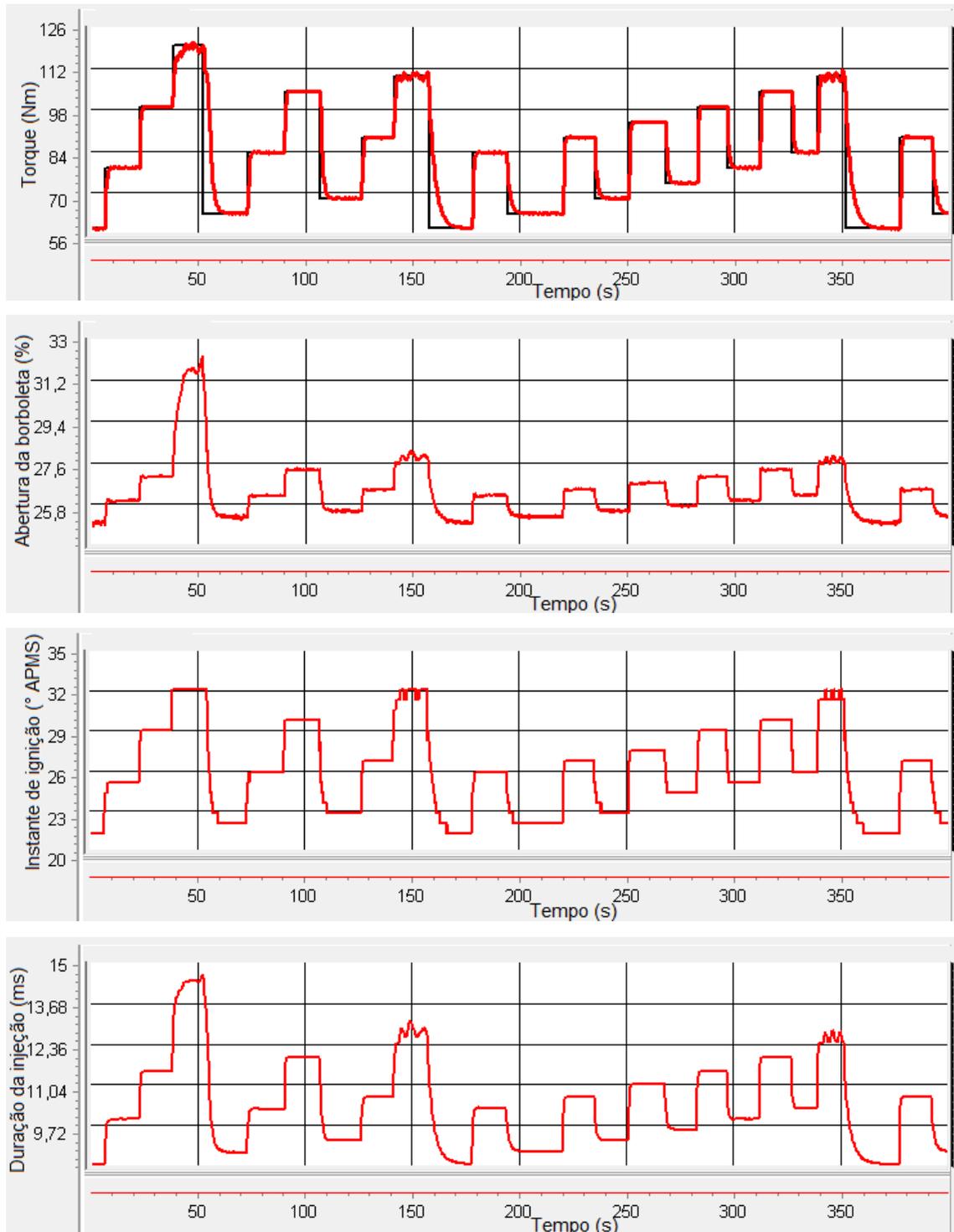
Fonte: Autor.

Figura 14.11: Resultados do controlador PID em 3500 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



Fonte: Autor.

Figura 14.12: Resultados do controlador PID em 4000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



Fonte: Autor.

Quadro 14.2: Métricas para o desempenho do controlador PID. O quadro apresenta o tempo médio de subida e descida para o regime transiente e o erro médio absoluto para o regime permanente.

Velocidade do motor (RPM)	Tempo médio de subida e descida (s)	Erro médio absoluto (Nm)
2000	3.6	0.2
2500	3.1	0.2
3000	2.9	0.2
3500	2.8	0.3
4000	2.1	0.2

Fonte: Autor.

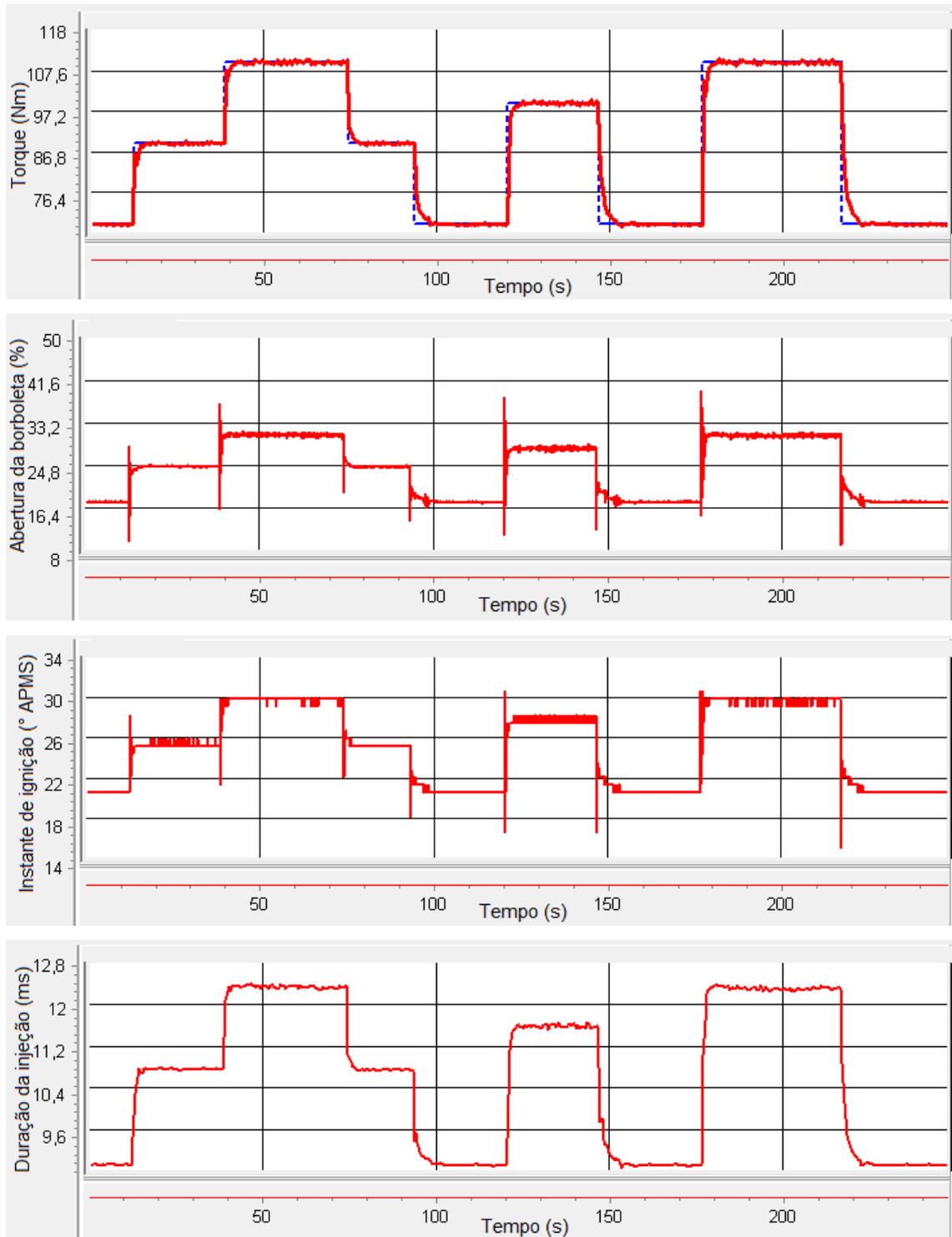
Assim como o controlador PID, o controlador RNA-PID também foi desenvolvido em *ASCET-ETAS* e programado na ECU com a interface *INCA-ETAS*, de forma a se testar o motor na sala de ensaios com o dinamômetro. Os ganhos proporcional, integral e derivativo no controlador RNA-PID também são calibrados em função da rotação do motor. Nas Figuras 14.13 a 14.17, podem ser observados os resultados dos testes com o controlador RNA-PID. As métricas da performance do controlador podem ser observadas no Quadro 14.3 e indicam valores adequados de erro absoluto médio no regime permanente e tempo médio de subida e descida no regime transiente.

Quadro 14.3: Métricas para o desempenho do controlador RNA-PID. O quadro apresenta o tempo médio de subida e descida para o regime transiente e o erro médio absoluto para o regime permanente.

Velocidade do motor (RPM)	Tempo médio de subida e descida (s)	Erro médio absoluto (Nm)
2000	1.7	0.1
2500	2.5	0.2
3000	4.7	0.1
3500	4.1	0.1
4000	3.5	0.4

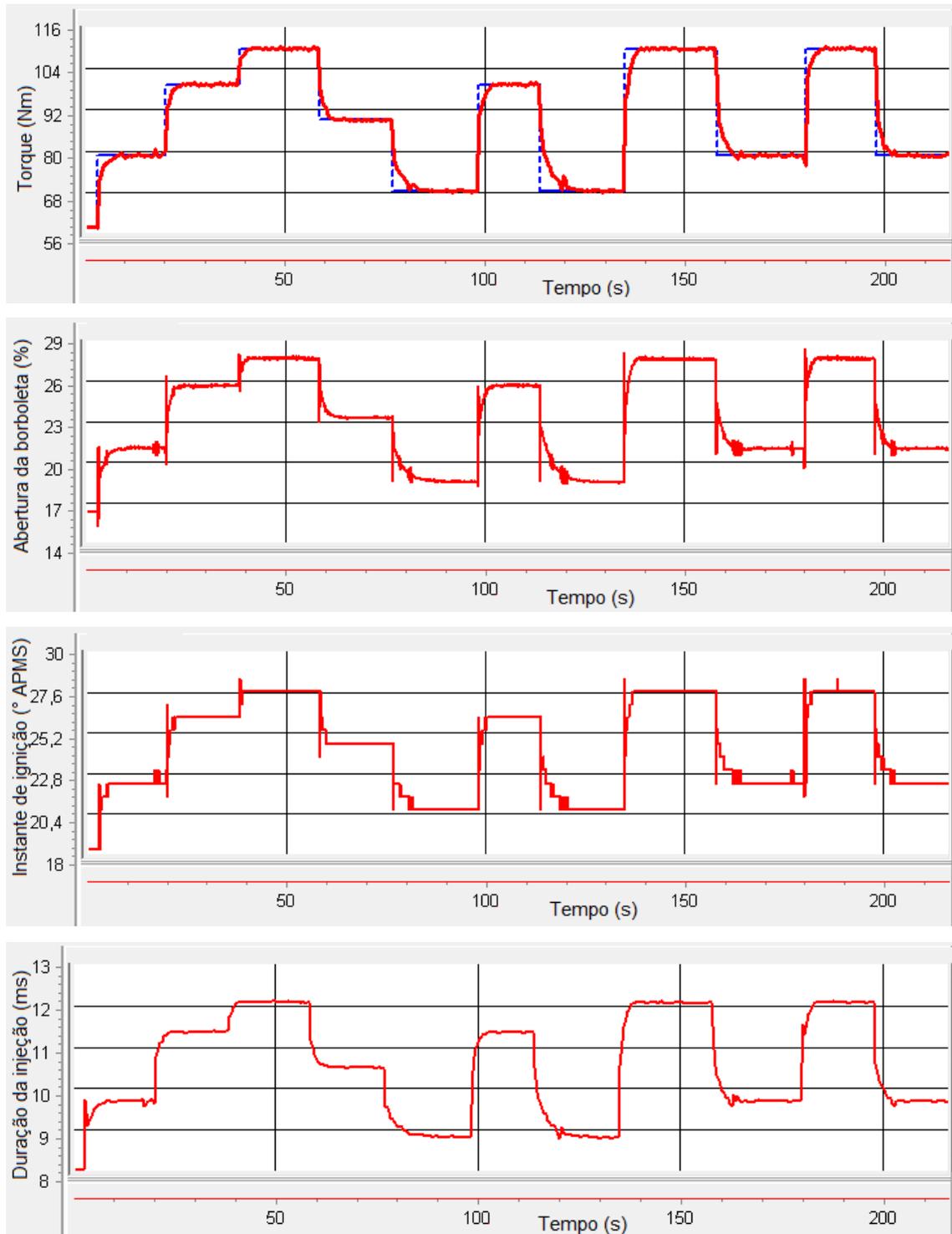
Fonte: Autor.

Figura 14.13: Resultados do controlador RNA-PID em 2000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha azul, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



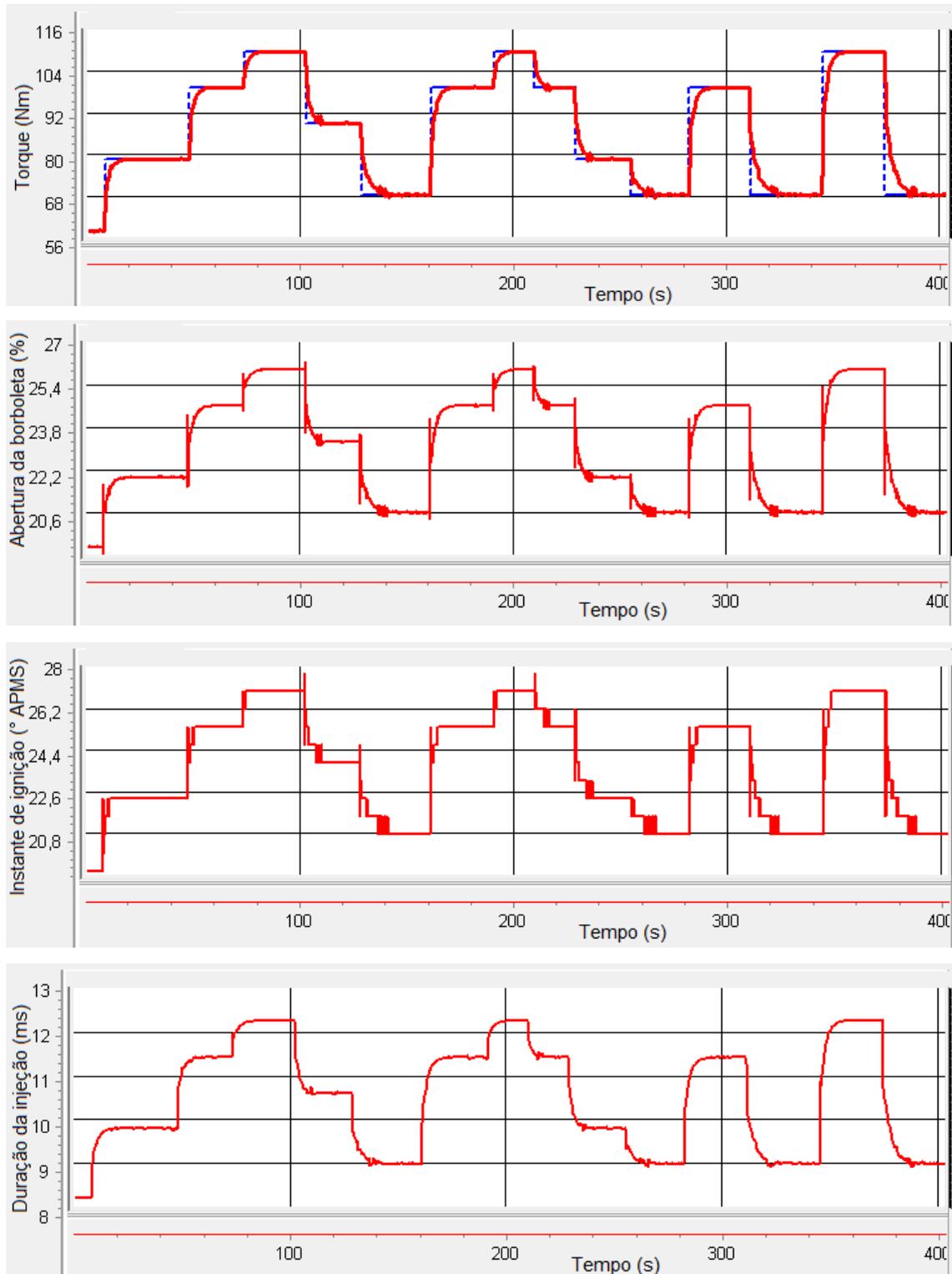
Fonte: Autor.

Figura 14.14: Resultados do controlador RNA-PID em 2500 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha azul, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



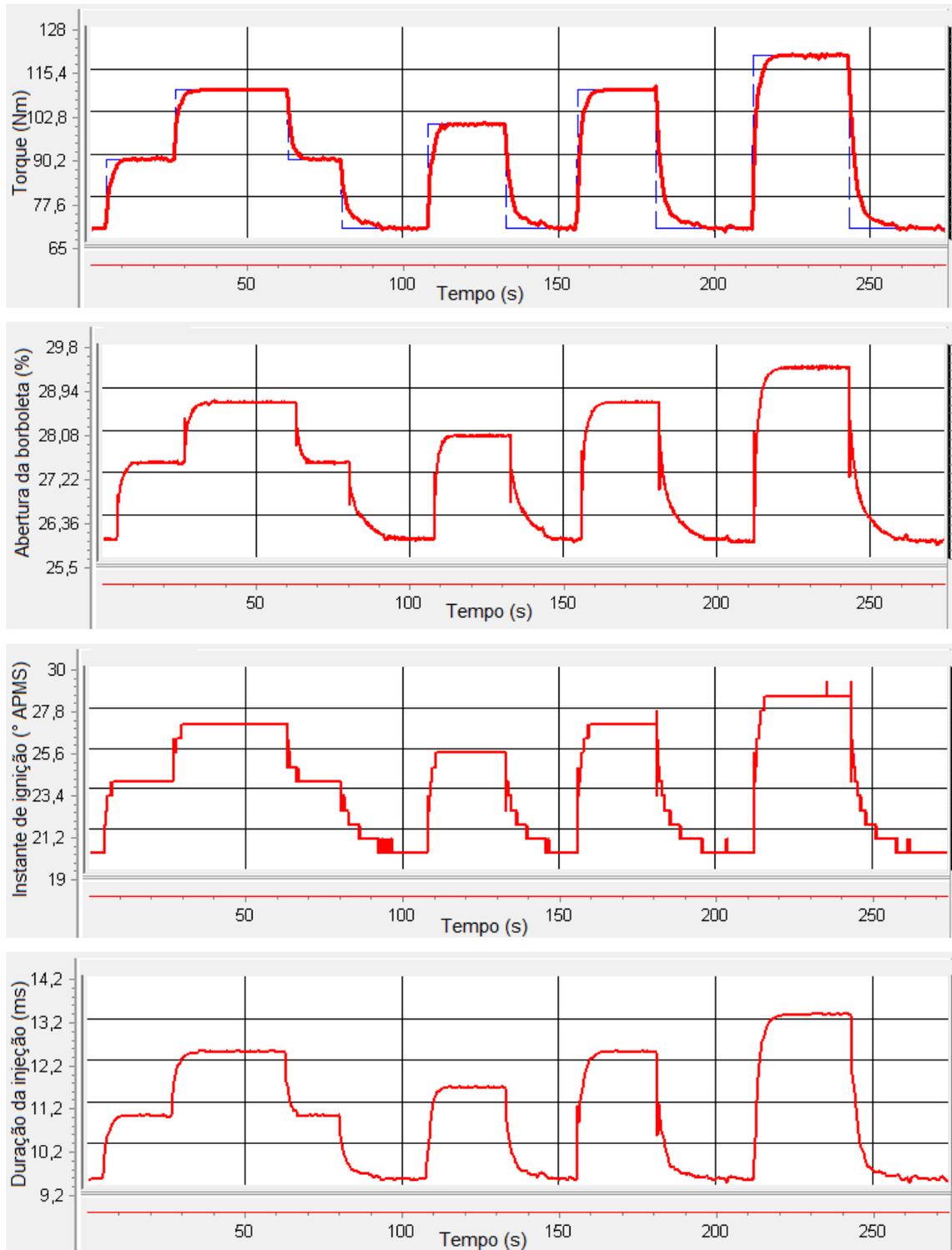
Fonte: Autor.

Figura 14.15: Resultados do controlador RNA-PID em 3000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha azul, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



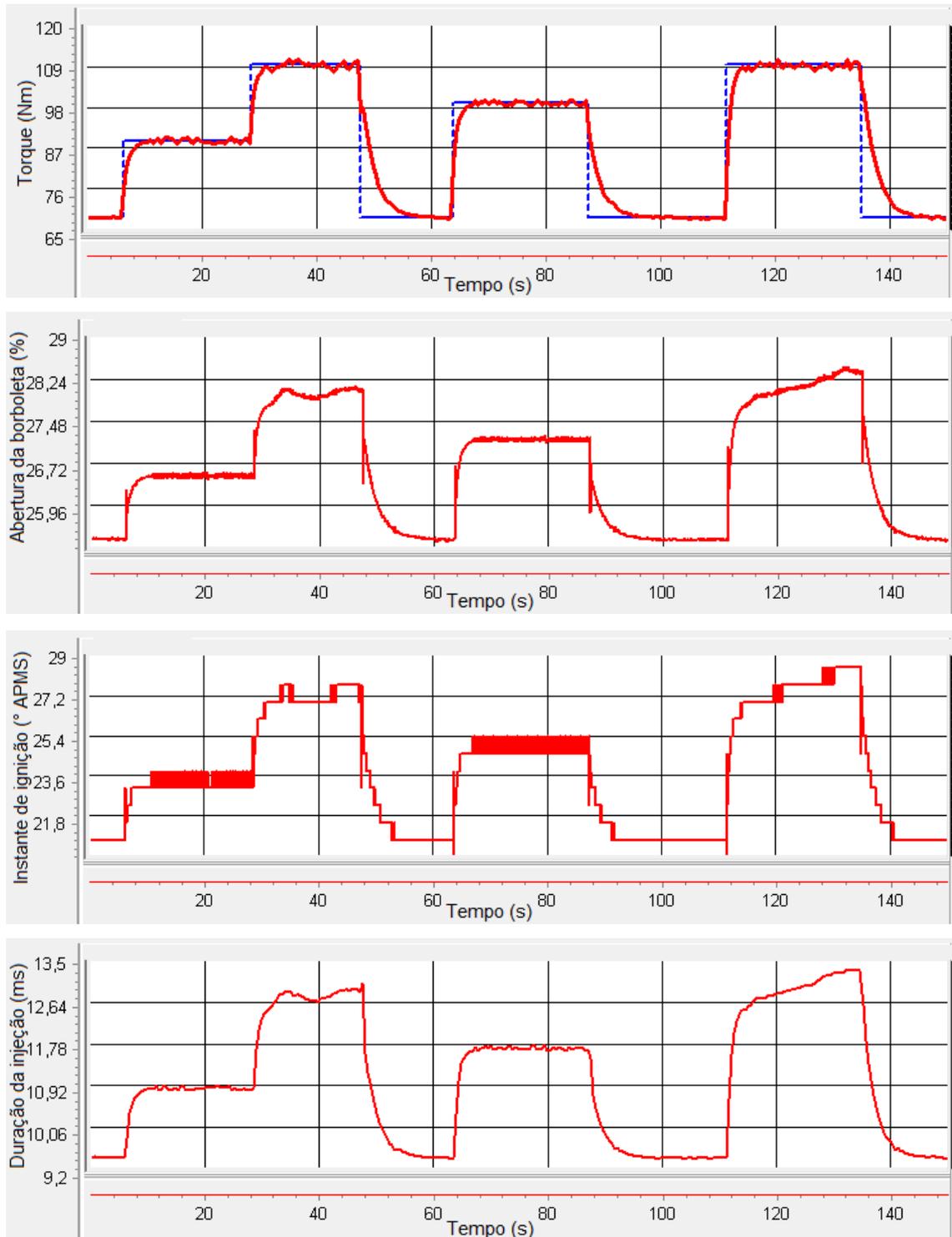
Fonte: Autor.

Figura 14.16: Resultados do controlador RNA-PID em 3500 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha azul, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



Fonte: Autor.

Figura 14.17: Resultados do controlador RNA-PID em 4000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha azul, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



Fonte: Autor.

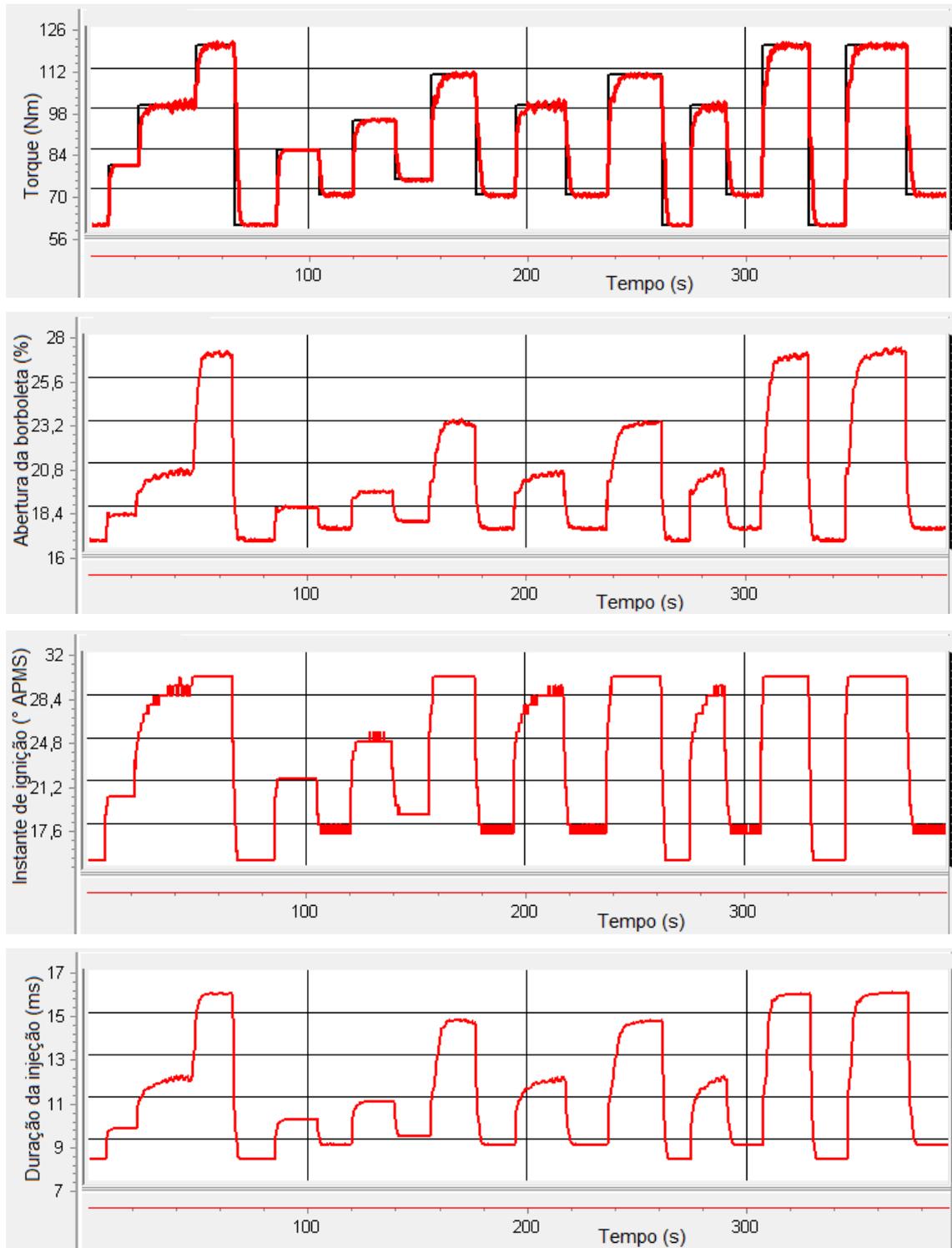
Nas Figuras 14.18 a 14.22, podem ser observados os resultados dos testes com o controlador PI adaptativo. Os ganhos do controlador são calibrados em função da rotação do motor. As métricas da performance do controlador podem ser observadas no Quadro 14.4 e indicam valores adequados de erro absoluto médio no regime permanente e tempo médio de subida e descida no regime transiente.

Quadro 14.4: Métricas para o desempenho do controlador PI adaptativo. O quadro apresenta o tempo médio de subida e descida para o regime transiente e o erro médio absoluto para o regime permanente.

Velocidade do motor (RPM)	Tempo médio de subida e descida (s)	Erro médio absoluto (Nm)
2000	2.4	0.3
2500	1.9	0.3
3000	2.6	0.2
3500	2.4	0.4
4000	2.9	0.2

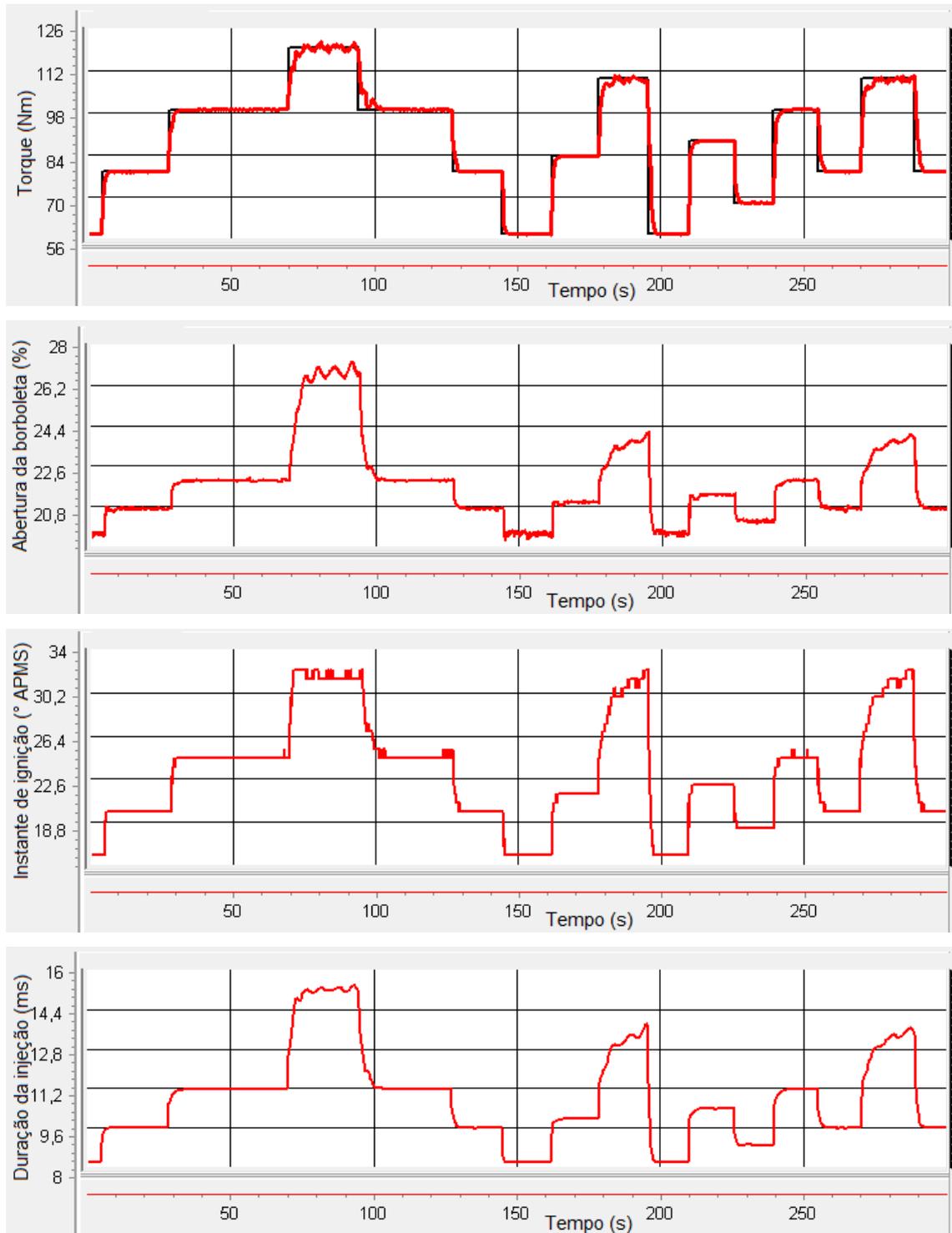
Fonte: Autor.

Figura 14.18: Resultados do controlador PI adaptativo em 2000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



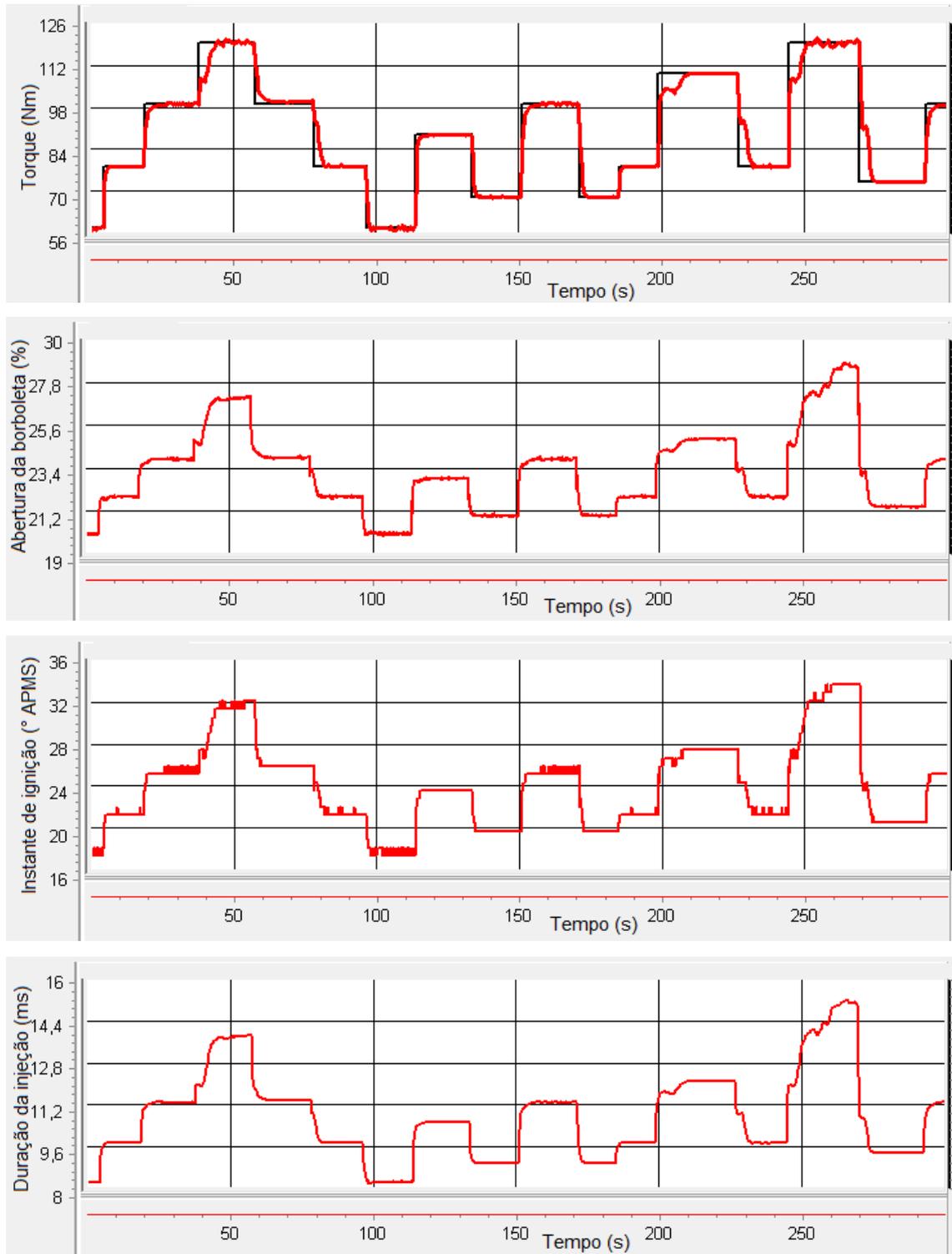
Fonte: Autor.

Figura 14.19: Resultados do controlador PI adaptativo em 2500 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



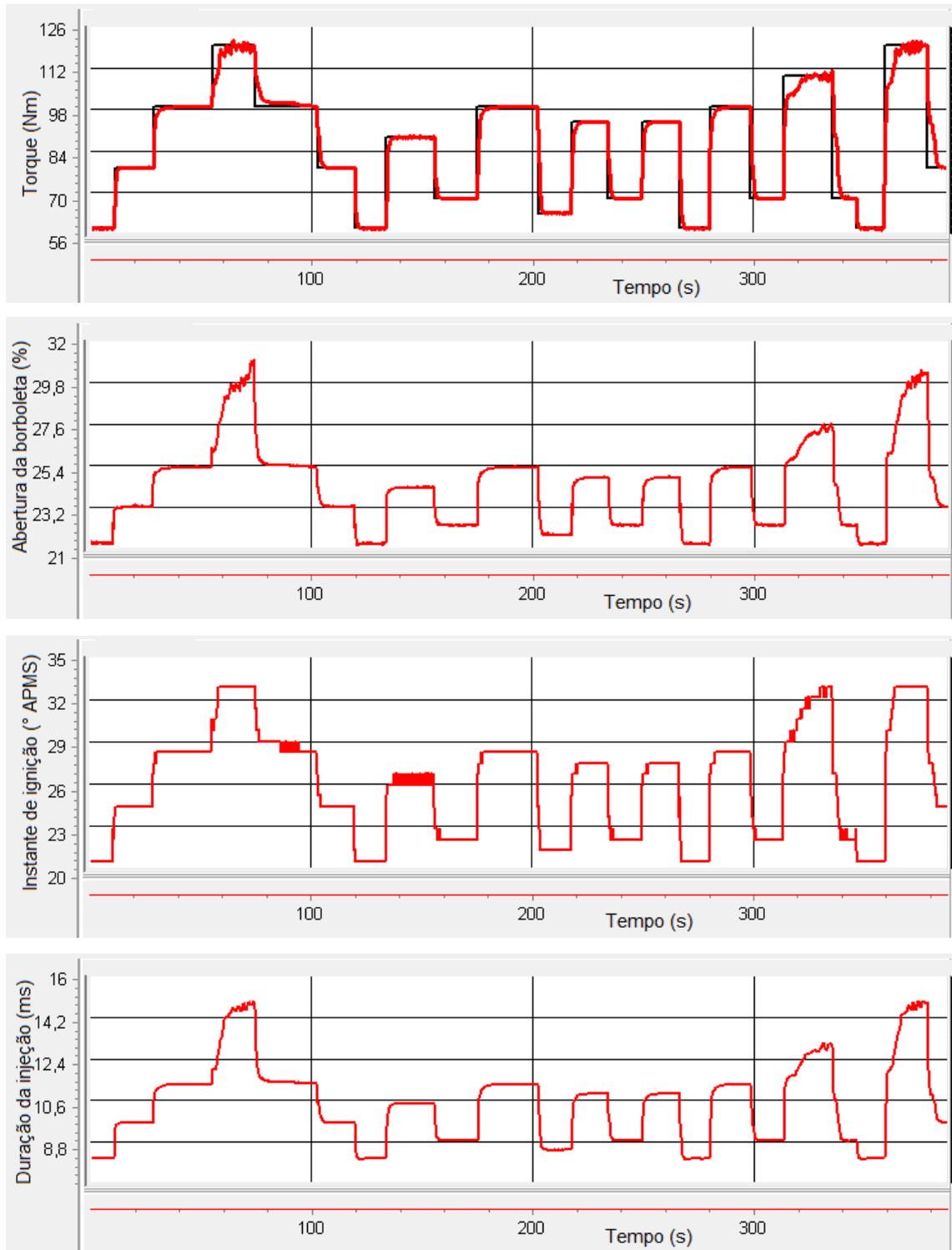
Fonte: Autor.

Figura 14.20: Resultados do controlador PI adaptativo em 3000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



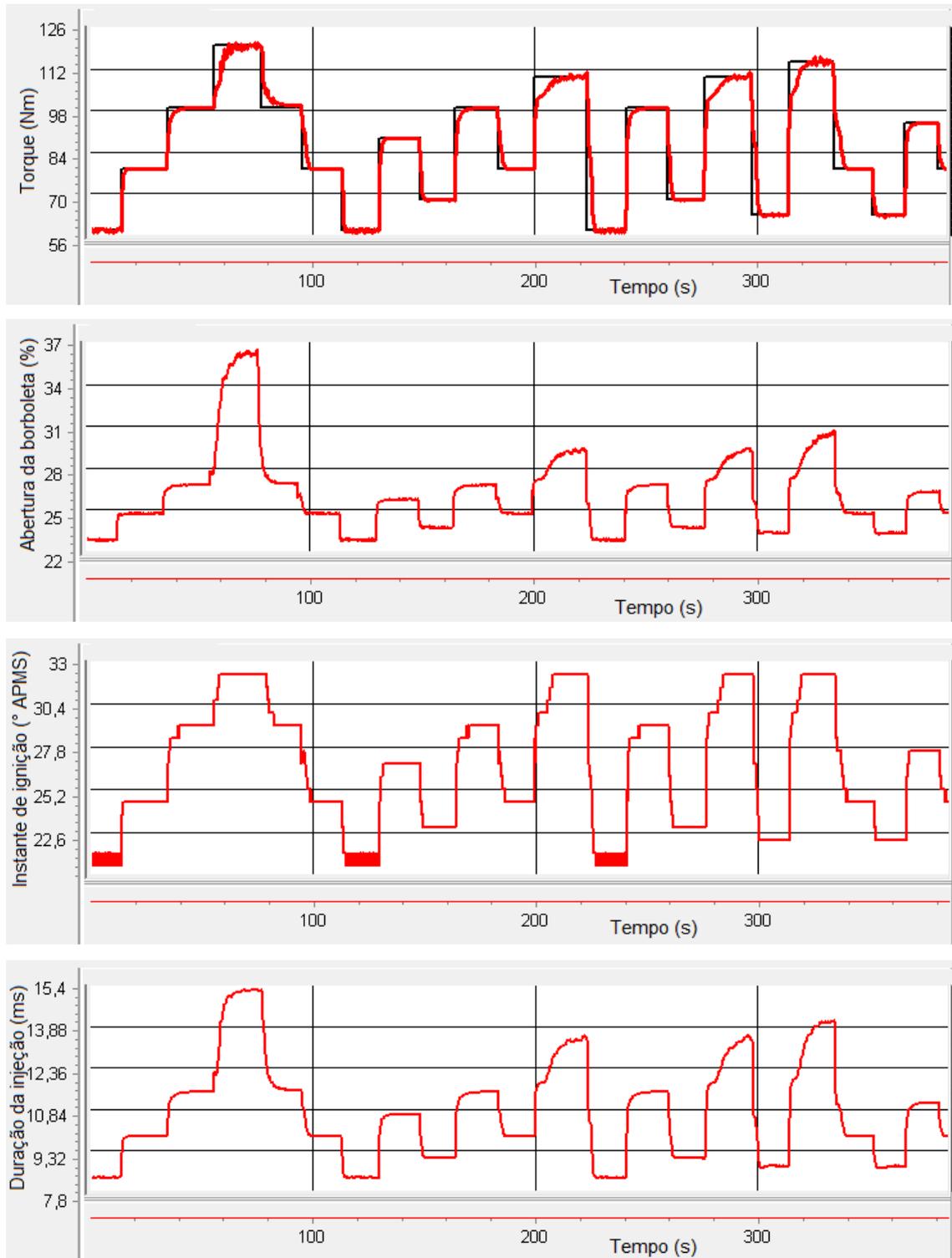
Fonte: Autor.

Figura 14.21: Resultados do controlador PI adaptativo em 3500 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



Fonte: Autor.

Figura 14.22: Resultados do controlador PI adaptativo em 4000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



Fonte: Autor.

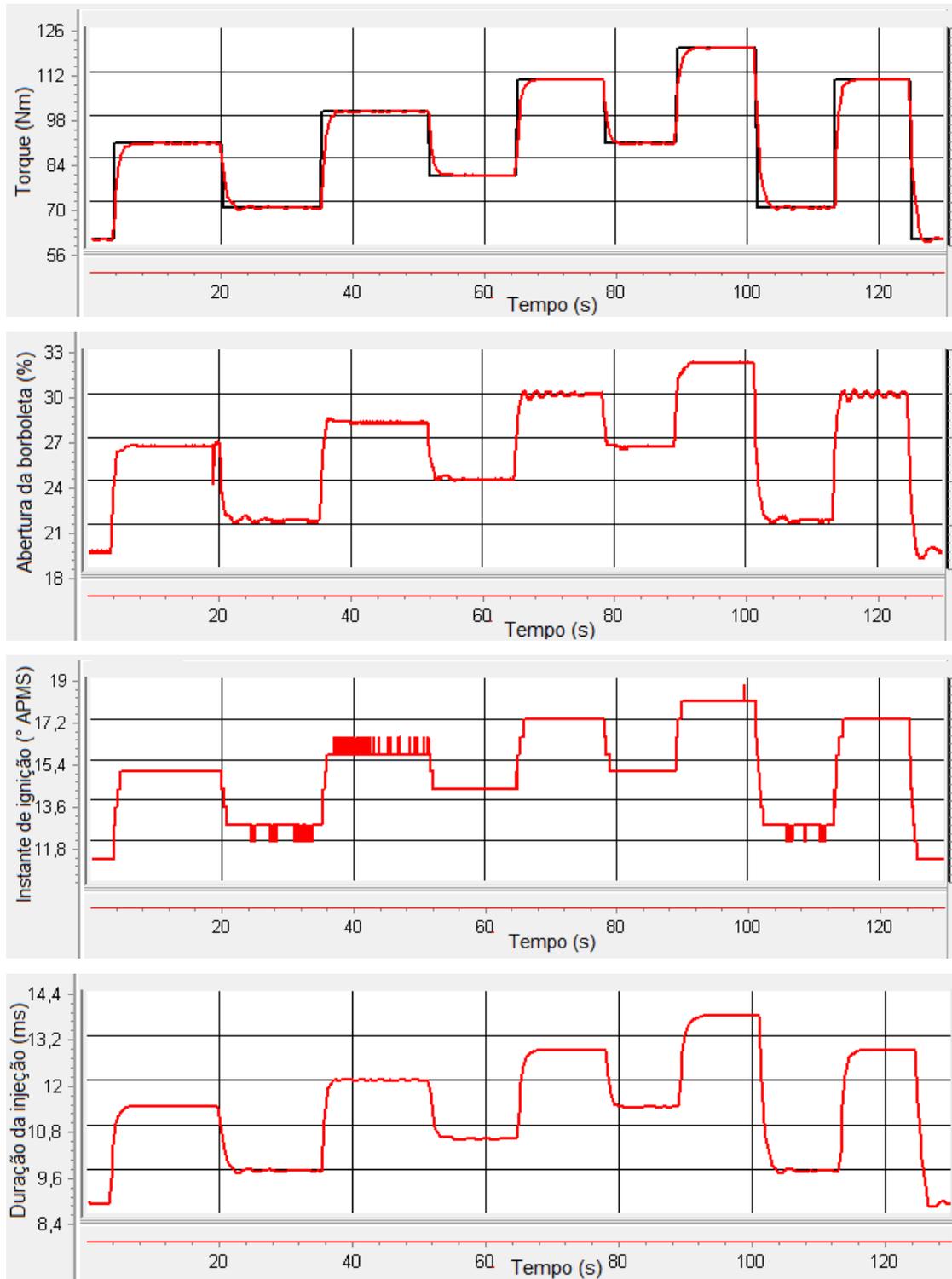
Nas Figuras 14.23 a 14.27, podem ser observados os resultados dos testes com o controlador FMD. Os ganhos do controlador são calibrados em função da rotação do motor. O quadro *fuzzy* quantitativo também é calibrado, de forma a se melhorar o desempenho. As métricas da performance do controlador podem ser observadas no Quadro 14.5 e indicam valores adequados de erro absoluto médio no regime permanente e tempo médio de subida e descida no regime transiente.

Quadro 14.5: Métricas para o desempenho do controlador FMD. O quadro apresenta o tempo médio de subida e descida para o regime transiente e o erro médio absoluto para o regime permanente.

Velocidade do motor (RPM)	Tempo médio de subida e descida (s)	Erro médio absoluto (Nm)
2000	1.4	0.1
2500	1.3	0.1
3000	1.3	0.1
3500	1.3	0.2
4000	1.3	0.2

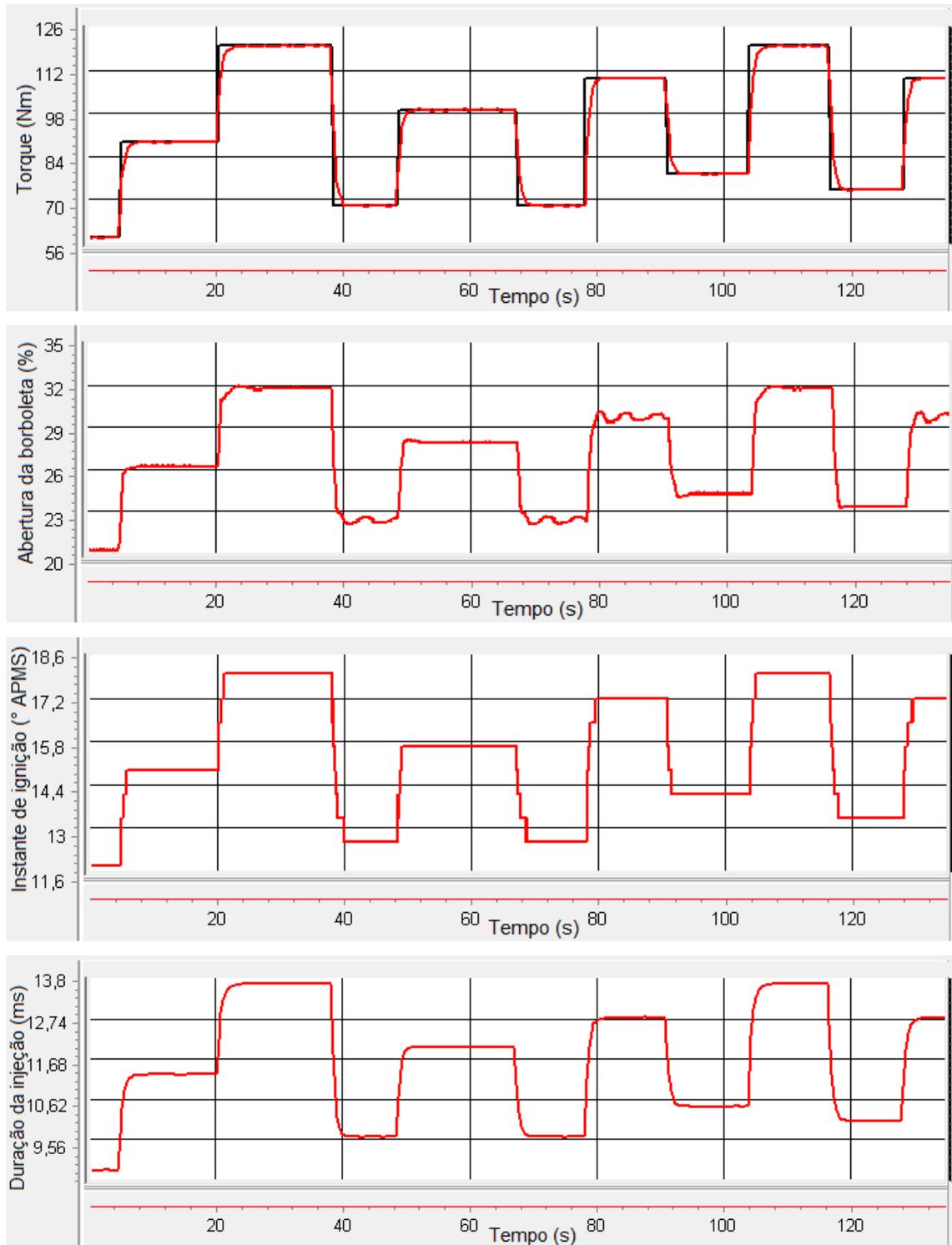
Fonte: Autor.

Figura 14.23: Resultados do controlador FMD em 2000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



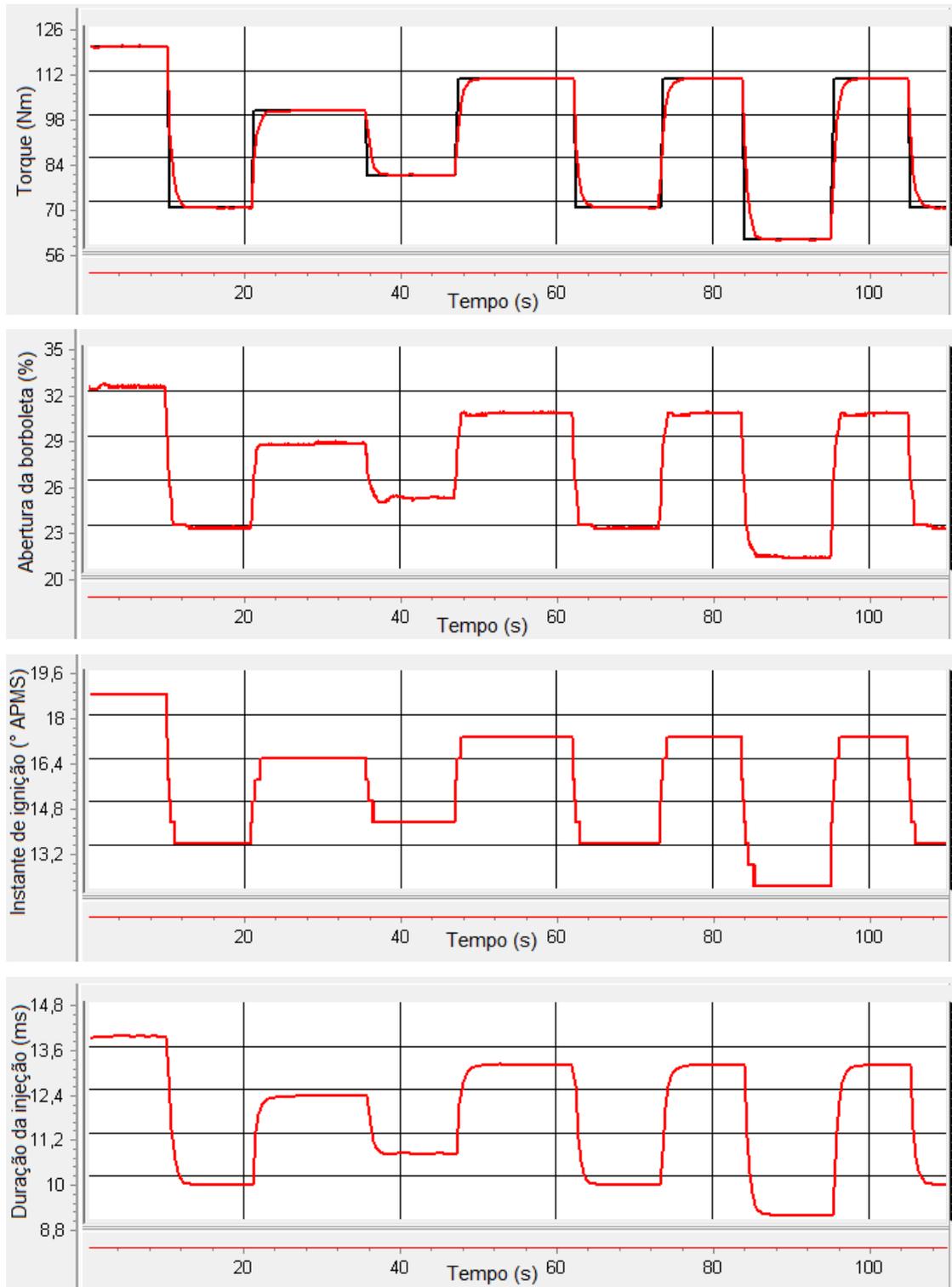
Fonte: Autor.

Figura 14.24: Resultados do controlador FMD em 2500 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



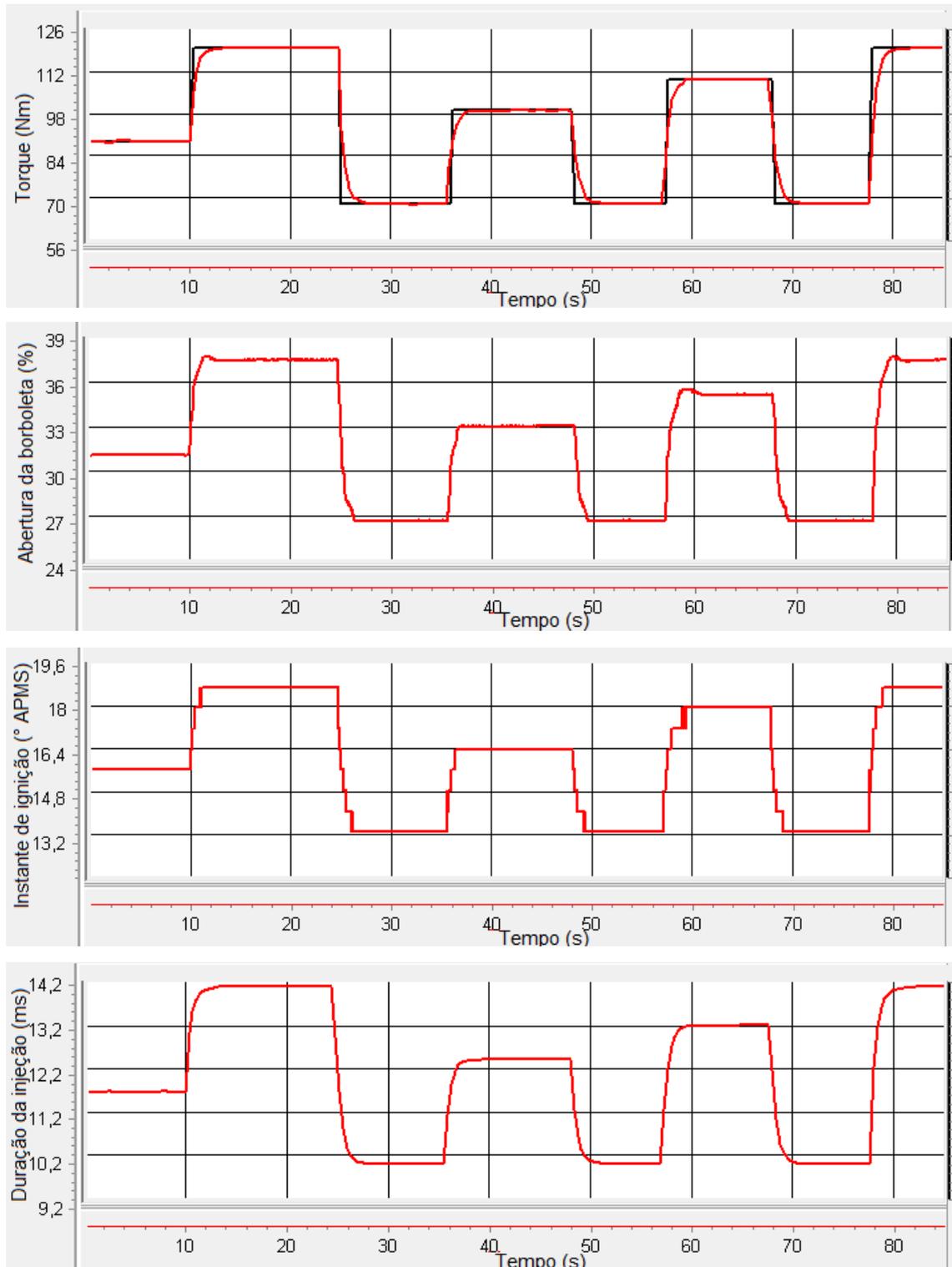
Fonte: Autor.

Figura 14.25: Resultados do controlador FMD em 3000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



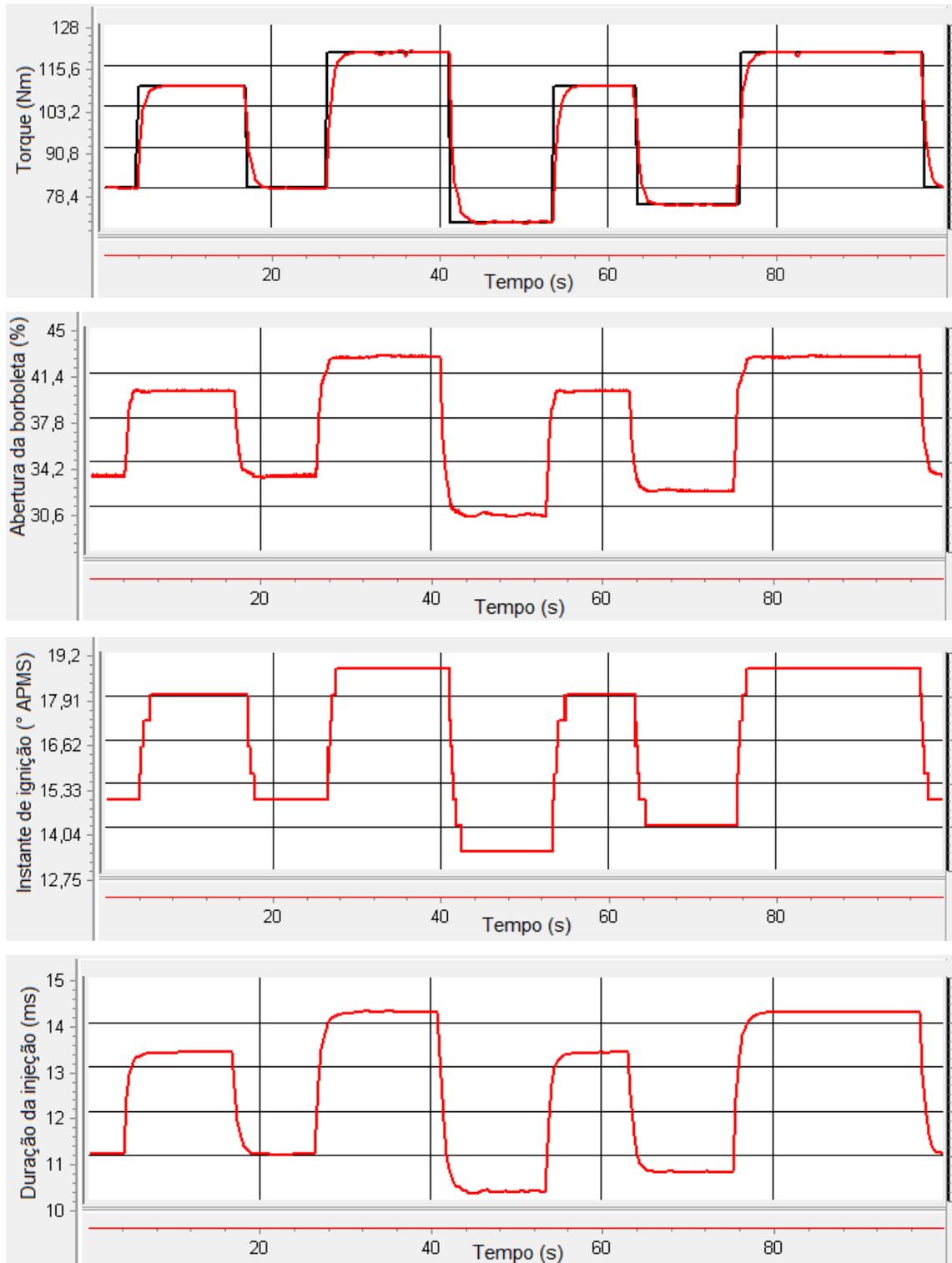
Fonte: Autor.

Figura 14.26: Resultados do controlador FMD em 3500 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



Fonte: Autor.

Figura 14.27: Resultados do controlador FMD em 4000 RPM. a. Sinal de referência de torque (linha preta, em Nm) comparado ao sinal do sensor virtual de torque (linha vermelha, em Nm). b. Abertura da válvula borboleta (em porcentagem). c. Instante de ignição (em graus antes do ponto morto superior). d. Duração da injeção (em ms).



Fonte: Autor.

Para se avaliar os controladores, portanto, o motor foi testado em cinco rotações distintas: 2000, 2500, 3000, 3500, 4000 RPM. Para cada rotação, apresentaram-se as curvas dos sinais referentes aos atuadores sendo comandados pelo controlador projetado (abertura da válvula borboleta, ângulo de ignição e duração da injeção) e do seguimento da referência, de forma a se visualizar conjuntamente o sinal da referência e o sinal do sensor virtual de torque.

Na curva do seguimento da referência, podem-se avaliar métricas de performance do controlador relacionados ao sinal controlado, neste caso o sinal do sensor virtual de torque. Pode-se avaliar, nessa curva, o seguimento da referência, o tempo de acomodação, o sobressinal, a estabilidade e o erro. Pode-se avaliar o comportamento tanto no regime permanente quanto no regime transiente.

As métricas de performance do controlador de torque são importantes para se determinar a qualidade da dirigibilidade. A dirigibilidade está relacionada ao conforto e à segurança proporcionados pelo controlador. Instabilidades e sobressinais podem proporcionar diminuição do conforto, e um mal seguimento da referência pode comprometer a segurança e a confiança do motorista, pois prejudica a responsividade e a previsibilidade. Com um bom seguimento da referência, o motorista consegue antecipar a ação do veículo, conforme seus comandos no pedal do acelerador.

Instabilidades e sobressinais também podem prejudicar a segurança do motorista. Ao oferecer respostas indesejáveis em situações de risco, como uma ultrapassagem, pode-se diminuir o grau de domínio do motorista sobre o veículo. Erros expressivos também devem ser avaliados, pois também impactam na responsividade e na previsibilidade.

Para se verificar a ação de controle dos projetos desenvolvidos, os sinais de atuação foram reproduzidos. Pode-se avaliar o controle em cada atuador, para que o sinal controlado assumo o valor desejado. Os sinais de controle demonstram como o controlador agiu em determinado momento para contornar situações como instabilidade e mudanças na referência.

Em todos os projetos desenvolvidos, o controlador foi eficiente em regular o sinal de controle a um valor desejado. Foi observado, em todos os projetos, valores irrelevantes de erro médio absoluto. Em todos os quatro controladores desenvolvidos, para todas as rotações testadas, o erro médio absoluto foi menor que 0,5 Nm, o que corresponde a um erro menor que 1%, realçando a suavidade e a estabilidade do sinal em regime permanente. Em cargas maiores, observa-se maior variância do sinal em regime permanente, devido a vibrações inerentes no teste com o dinamômetro utilizado em altas cargas. Essas vibrações, que estão sempre presentes para operação em alta carga, provocam instabilidade no sinal de torque.

Não foram observados valores expressivos de sobressinal em nenhum dos projetos apresentados. Valores consideráveis de sobressinal podem refletir em experiências negativas para o motorista, como a presença de trancos no motor.

Observou-se diferentes tempos médios de subida e descida nos projetos desenvolvidos. Os controladores PID e RNA-PID apresentaram maior tempo médio de subida e descida quando comparados aos controladores PI adaptativo e FMD. Em trabalhos futuros, com o controle operando em um veículo em vias de teste, deve-se avaliar a resposta dos controladores a mudanças na referência e seu impacto no conforto e na segurança do motorista.

Uma diferença entre os controladores projetados que impacta no tempo de subida e descida são os diferentes processos de integração do erro. Tanto no controlador PID clássico quanto no controlador híbrido PID-RNA há uma integração convencional do erro para se obter a ação de controle. Entretanto, no controlador PI adaptativo, há integrais em série, o que reflete em uma ação de controle mais ligeira, pois para um mesmo valor de erro a ação de controle varia mais rapidamente. No controlador *fuzzy* com modos deslizantes, há um quadro *fuzzy* que modula o impacto das variáveis de entrada. Isso modifica a relação entre o valor presente na saída do integrador, presente em uma das variáveis de entrada da estrutura *fuzzy*, com a ação de controle e pode proporcionar uma ação de controle mais rápida.

Estratégias podem ser adotadas, dependendo-se dos resultados apresentados. Caso o tempo médio de subida e descida dos controladores PID e RNA-PID revelar-se mais adequado para a aplicação desejada, pode-se implementar um limitador de taxa (*rate limiter*) na referência dos controladores PI adaptativo e FMD, de forma a diminuir a agressividade da resposta a mudanças na referência. Caso o tempo médio de subida e descida dos controladores PI adaptativo e FMD revelar-se mais adequado para a aplicação desejada, pode-se implementar uma estratégia nos controladores PID e RNA-PID que efetua uma correção da referência, de forma que se aumenta ou se diminui a referência conforme o erro, conforme realizado por Zarghami *et al.* (2016). Para erros positivos, por exemplo, com referência maior que o sinal medido, aumenta-se o valor da referência. As referências podem ser incrementadas e decrementadas segundo um valor fixo por unidade de tempo, resultando em uma rampa crescente (*ramp up*) ou decrescente (*ramp down*).

O tempo médio de subida e descida pode ser avaliado segundo o modo de condução do veículo. Há vários modos de condução que podem ser implementados na ECU, como normal, conforto, personalizável, *off-road*, chuva, neve, esporte, *track*, econômico, reboque. Controladores capazes de apresentar resposta mais agressiva a mudanças na referência podem ser adequados para modos esporte e *track*, por exemplo, enquanto controladores que apresentam resposta mais suave podem ser adequados para modos reboque e chuva, por exemplo. Há ainda modos que podem se beneficiar da flexibilidade de poder se ter respostas mais ou menos agressivas, como o modo *off-road*.

15. Conclusão

Com o objetivo de melhorar a performance do motor e a dirigibilidade, essa pesquisa explorou o controle de torque para motores a combustão interna. Nesta tese, foram projetados e avaliados quatro controladores de torque para motores a combustão interna. Os controladores foram projetados para ajustar o sinal de torque, controlando o sinal de abertura da válvula borboleta, de ângulo de ignição e de duração da injeção. As diferentes técnicas foram exploradas de forma a avaliar o impacto na performance do motor de cada solução projetada. As técnicas testadas são as seguintes: controle PID, controle híbrido usando redes neurais artificiais (RNA) e PID, controle PI adaptativo e controle *fuzzy* com modos deslizantes (FMD).

Os resultados dos testes mostraram que todos os controladores apresentaram valor médio adequado de erro absoluto (menor que 1%) e ausência de sobressinal significativo, favorecendo a dirigibilidade. No entanto, os controladores apresentaram diferentes respostas a mudanças na referência. Os controladores PID e RNA-PID apresentaram maior tempo médio de subida e descida, quando comparados aos controladores PI adaptativo e FMD. Destacou-se que o valor adequado de tempo médio de subida e descida pode variar segundo a condição de condução do veículo.

Os modelos, usados tanto para o teste prévio dos controladores em ambiente *Matlab/Simulink* quanto para se projetar um estimador de torque no ambiente *ASCET-ETAS*, foram apresentados, com a subsequente validação de ambos. O modelo de torque programado no ambiente *Matlab/Simulink* foi usado para se validar os controladores nesse mesmo ambiente, enquanto o modelo de torque programado no ambiente *ASCET-ETAS*, usado como um estimador de torque, foi usado para se validar os controladores com o motor acoplado a um dinamômetro de bancada.

Os resultados dessa tese fornecem uma base para o desenvolvimento de controladores de torque mais eficientes e precisos para motores a combustão interna. As principais contribuições são o desenvolvimento de quatro

controladores de torque para motores a combustão interna, com diferentes características de resposta, a avaliação dos controladores em uma sala de ensaios, com um motor real acoplado a um dinamômetro de bancada e a análise dos resultados dos testes para identificar as vantagens de cada controlador.

Como parte das recomendações para pesquisas futuras, pode-se citar a condução de testes práticos utilizando veículos em vias de teste reais, a fim de aprimorar ainda mais os controladores desenvolvidos. Além disso, estender a análise para diferentes motores e uma ampla gama de condições de condução com um veículo em vias de teste reais permitiria uma avaliação abrangente do desempenho dos controladores em diversas aplicações do mundo real, fornecendo informações valiosas para adaptações específicas. Esses estudos futuros têm o potencial de aprofundar ainda mais nosso entendimento e aprimoramento das estratégias de controle de torque para motores, impulsionando avanços significativos na indústria automotiva.

REFERÊNCIAS

ANDERSSON, P.; ERIKSSON, L. Cylinder Air Charge Estimator in Turbocharged SI-Engines. **SAE Technical Paper**, 2004;2004-01-1366. DOI:10.4271/2004-01-1366.

ALT, B.; SVARICEK, F.; BLATH, J.; SCHULTALBERS, M. Multiple sliding surface control of idle engine speed and torque reserve with load torque estimation. In: **2008 International Workshop On Variable Structure Systems**. IEEE, 2008:47-54. DOI:10.1109/VSS.2008.4570681.

AQUINO, C. Transient A/F control characteristics of the 5-liter central fuel injection engine. **SAE Transactions**, 1981;810494. DOI:10.4271/810494.

ASHOK, B.; ASHOK, S.; KUMAR, C. A review on control system architecture of a SI engine management system. **Annual Reviews in Control**, 2016;41:94-118. DOI:10.1016/j.arcontrol.2016.04.005.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, v. 1, 2012.

CHAMAILLARD, Y.; HIGELIN, P.; CHARLET, A. A simple method for robust control design, application on a non-linear and delayed system: engine torque control. **Control engineering practice**, 2004;12(4):417-429. DOI:10.1016/S0967-0661(03)00113-8.

CHAMSAI, T.; JIRAWATTANA, P.; RADPUKDEE, T. Robust Adaptive PID Controller for a Class of Uncertain Nonlinear Systems: An Application for Speed Tracking Control of an SI Engine. **Mathematical Problems in Engineering**, 2015;510738. DOI:10.1155/2015/510738.

d'AMBROSIO, S.; FINESSO, R.; HARDY, G.; MANELLI, A.; MANCARELLA, A.; MARELLO, O.; MITTICA, A. Model-Based Control of Torque and Nitrogen Oxide Emissions in a Euro VI 3.0 L Diesel Engine through Rapid Prototyping. **Energies**, 2021;14(4):1107. DOI:10.3390/en14041107.

DESHENG, H.; YUNFENG, H.; HONG, C. Model-based calibration for torque control system of gasoline engines. In: **2014 International Conference on Mechatronics and Control (ICMC)**. IEEE, 2014:1774-1779. DOI:10.1109/ICMC.2014.7231866.

DI CAIRANO, S.; DOERING, J.; KOLMANOVSKY, I.; HROVAT, D. Model predictive control of engine speed during vehicle deceleration. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, 2014;22(6):2205-2217. DOI:10.1109/TCST.2014.2309671.

DYNTAR, D.; ONDER, C.; GUZZELLA, L. Modeling and Control of CNG Engines. **SAE Technical Paper**, 2002;2002-01-1295. DOI:10.4271/2002-01-1295.

ERIKSSON, L.; NIELSEN, L. **Modeling and control of engines and drivelines**. John Wiley & Sons, 2014. DOI:10.1002/9781118536186.

FERGUSON, C.; KIRKPATRICK, A. **Internal combustion engines: applied thermosciences**. John Wiley & Sons, 2015.

FERU, E.; LUO, X. Towards constrained optimal control of spark-ignition engines. In: **2015 European Control Conference (ECC)**. IEEE, 2015:1403-1408. DOI:10.1109/ECC.2015.7330735.

GAGLIARDI, G.; TEDESCO, F.; CASAVOLA, A. H^∞ calibratable LPV control strategies for torque control in automotive turbocharged engines. **International Journal of Control**, 2022;95(11):3012-3029. DOI:10.1080/00207179.2021.1949635.

GREFF, A.; GÜNTHER, T. A New Approach for a Multi-Fuel, Torque Based ECU Concept using Automatic Code Generation. **SAE Technical Paper**, 2001; 2001-01-0267. DOI:10.4271/2001-01-0267.

GUENTHER, D.; GERHARDT, J. MOTRONIC-torque guided engine management systems to meet future challenges in emissions and fuel

consumption reduction. **SAE Technical Paper**, 2000; 2000-01-1420. DOI:10.4271/2000-01-1420.

GUZZELLA, Lino; ONDER, Christopher. **Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems**. Springer Science & Business Media, 2nd edition, 2010. DOI:10.1007/978-3-642-10775-7.

HENDRICKS, Elbert; SORENSON, Spencer C. Mean value modelling of spark ignition engines. **SAE Transactions**, 1990;900616. DOI:10.4271/900616.

HWANG C-L. Microprocessor-Based Fuzzy Decentralized Control of 2-D Piezo-Driven Systems. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, 2008;55(3):1411-1420. DOI:10.1109/TIE.2007.907669.

ISERMANN, R. **Engine modeling and control**. Spriger-Verlag Berlin Heidelberg. Heidelberg, Germany, 2014. DOI:10.1007/978-3-642-39934-3.

KAKAEE, A.; MASHADI, B.; GHAJAR, M. General Semiempirical Engine Model for Control and Simulation of Active Safety Systems. **Arabian Journal for Science and Engineering**, 2015;40:1517-1527. DOI:10.1007/s13369-015-1631-z.

KANG, M.; SHEN, T. Modeling and optimal control for torque tracking of spark-ignition engines with low pumping loss. In: **2016 35th Chinese Control Conference (CCC)**. IEEE, 2016:8956-8961. DOI:10.1109/ChiCC.2016.7554787.

KANG, M.; SHEN, T. Experimental comparisons between LQR and MPC for spark-ignition engine control problem. In: **2017 36th Chinese Control Conference (CCC)**. IEEE, 2017:2651-2656. DOI:10.23919/ChiCC.2017.8027763.

LAURAIN, T.; LAUBER, J.; PALHARES, R. Observer design to control individual cylinder spark advance for idle speed management of a SI engine. In: **2015 IEEE**

10th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA). IEEE, 2015:262-267. DOI:10.1109/ICIEA.2015.7334122.

LI, Y.; HU, Y.; WANG, S.; CHEN, H. Nonlinear model predictive controller design for air system control of a gasoline engine. In: **2016 12th World Congress on Intelligent Control and Automation (WCICA).** IEEE, 2016:1600-1605. DOI:10.1109/WCICA.2016.7578588.

LIVSHIZ, M.; KAO, M.; WILL, A. Engine torque control variation analysis. **SAE Technical Paper**, 2008;2008-01-1016. DOI:10.4271/2008-01-1016.

MAGGIO, A. **Simulação *hardware in the loop* de um motor de combustão Flex. Dissertação de mestrado.** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Brasil, 2019.

MAJECKI, P.; MOLEN, G.; GRIMBLE, M.; HASKARA, I.; HU, Y.; CHANG, C-F. Real-time predictive control for SI engines using linear parameter-varying models. **IFAC-PapersOnLine**, 2015;48(23):94-101. DOI:10.1016/j.ifacol.2015.11.267.

MENCHER, B.; JESSEN, H.; KAISER, L.; GERHARDT, J. Preparing for CARTRONIC-interface and new strategies for torque coordination and conversion in a spark ignition engine-management system. **SAE Technical Paper**, 2001;2001-01-0268. DOI:10.4271/2001-01-0268.

MORAN, M.; SHAPIRO, H.; BOETTNER, D.; BAILEY, M. **Fundamentals of engineering thermodynamics.** John Wiley & Sons, 2010.

MOSKWA, J. **Automotive engine modeling for real time control.** Tese de Doutorado. Massachusetts Institute of Technology, EUA, 1988.

MUFTI, R. **Total and component friction in a motored and firing engine.** Tese de Doutorado. University of Leeds, Reino Unido, 2004.

MÜLLER, N. **Adaptive motorregelung beim ottomotor unter verwendung von brennraumdruck-sensoren.** Relatório interno. Technische Universität Darmstadt, Alemanha, 2003.

ONDER, C.; RODUNER, C.; GEERING, H. Model Identification for the A/F Path of an SI Engine. **SAE Technical Paper**, 1997;970612. DOI:10.4271/970612.

PLA, B.; MORENA, J.; BARES, P.; JIMÉNEZ, I. Adaptive in-cylinder pressure model for spark ignition engine control. **Fuel**, 2021;299:120870. DOI:10.1016/j.fuel.2021.120870

SHAHBAZ, M.; AMIN, A. Design of hybrid fault-tolerant control system for air-fuel ratio control of internal combustion engines using artificial neural network and sliding mode control against sensor faults. **Advances in Mechanical Engineering**, 2023;15(3). DOI:10.1177/16878132231160729.

SILVA, M. **Modelagem de Motores a Combustão Interna com Tecnologia FLEX.** Dissertação de mestrado. Universidade de São Paulo, Brasil. 2018.

SILVA, M.; MAGGIO, A.; LAGANÁ, A.; JUSTO FILHO, J.; MAGALDI, F.; MOSCARDINI, D.; PEREIRA, B. Estimation of exhaust gas temperature for a biogas engine. In: **XXX International Symposium on Automotive Engineering**. Blucher, 2023;10(1). DOI:10.5151/simea2023-PAP25.

SILVA, M.; MAGGIO, A.; LAGANÁ, A.; MOSCARDINI, D.; PEREIRA, B.; JUSTO FILHO, J. Thermal Systems Modeling and Control of Flex-Fuel Combustion Engines for Real-Time Application. **Heat Transfer Engineering**, 2024. DOI:10.1080/01457632.2024.2355838.

SIMONS, M. **Modellbildung und Parameteridentifikation für die Wandfilmdynamik eines Otto-Motors.** Tese de Doutorado. ETH Zurich, Suíça, 2001.

SLOTINE, J-J.; LI, W. **Applied Nonlinear Control**, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, USA, 1991.

STÖCKLI, M. **Reibleistung von 4-Takt Verbrennungsmotoren**. Relatório interno. ETH Zürich, Suíça, 1989.

SUN, M.; YUNFENG, HU.; XU, F.; GAO, J.; CHEN, H. Integrated control of torque and emission of a diesel engine based on LPV-MPC. **IET Control Theory & Applications**, 2021;14(20):3610-3620. DOI:10.1049/iet-cta.2020.0699.

SÜRMEEN, A.; KARAMANGIL, M.; AVCI, A.; DIRIM, B.; ISIKLI, F.; TEKIN, M.; TÜRKÖZ, N. Experimental analysis of the volumetric and thermal efficiency performance of a novel direct piezo-acting CVVT mechanism. **International Journal of Green Energy**, 2023. DOI:10.1080/15435075.2023.2226265.

TAYLOR, C. **The Internal-combustion Engine in Theory and Practice: Combustion, fuels, materials, design**. MIT press, 1985.

WIESE, A.; STEFANOPOULOU, A.; BUCKLAND, J.; KARNIK, A. Modelling and control of engine torque for short-circuit flow and egr evacuation. **SAE Technical Paper**, 2017;2017-01-0606. DOI:10.4271/2017-01-0606.

WU, H-M.; TAFRERSHI, R. Fuzzy sliding-mode strategy for air–fuel ratio control of lean-burn spark ignition engines. **Asian Journal of Control**, 2018;20(1):149-158. DOI:10.1002/asjc.1544.

XU, F.; CHEN, H.; GONG, X.; HU, Y. Engine idle speed control using nonlinear model predictive control. **IFAC Proceedings Volumes**, 2013;46(21):171-176. DOI:10.3182/20130904-4-JP-2042.00119.

YELIANA. **Parametric Combustion Modeling for Ethanol-Gasoline Fuelled Spark Ignition Engines**. Tese de Doutorado. Michigan Technological University, EUA, 2010.

ZARGHAMI, M.; BABAZADEH, M.; HOSSEINNIA, S. Performance enhancement of spark ignition engines by using fractional order controller. In: **2016 European Control Conference (ECC)**. IEEE, 2016:1248-1252. DOI:10.1109/ECC.2016.7810460.

ZHANG, J.; KANG, M.; SHEN, T. Lyapunov-based control design for set-point regulation of gasoline engines. In: **2016 35th Chinese Control Conference (CCC)**. IEEE, 2016:8999-9004. DOI:10.1109/ChiCC.2016.7554793.

ZHAO, C.; GUO, L. Towards a theoretical foundation of PID control for uncertain nonlinear systems. **Automatica**, 2022;142:110360. DOI:10.1016/j.automatica.2022.110360.

ZHU, C-Z.; ELBOUGHDIRI, N.; ABBAS, M.; SALEEL, C.; GANESAN, N.; ENWEREMADU, C.; FAYAZ, H. Artificial neural networks vs. gene expression programming for predicting emission & engine efficiency of SI operated on blends of gasoline-methanol-hydrogen fuel. **Case Studies in Thermal Engineering**, 2023;49:103109. DOI:10.1016/j.csite.2023.103109.

ZHU, Q.; ONORI, S.; PRUCKA, R. An Economic Nonlinear Model Predictive Control Strategy for SI Engines: Model-Based Design and Real-Time Experimental Validation. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, 2017;27(1):296-310. DOI:10.1109/TCST.2017.2769660.