

ARTHUR EUGÊNIO RIBEIRO
VIVIAM LAWRENCE

9,5 (mais acima)
Wm

**CONTROLE DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL DE UM
MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA EQUIPADO COM
ACELERADOR ELETRÔNICO**

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção do título
de Graduado em Engenharia.

Orientador:
Prof. Dr. José Sotelo Jr.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica
Automação e Sistemas

São Paulo
1998

AGRADECIMENTOS

Aos colegas de trabalho da Engenharia de Motores e Transmissões e do Laboratório de Motores da General Motors do Brasil pelo estímulo e auxílio no desenvolvimento do trabalho.

Aos pesquisadores do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo pela ajuda oferecida durante a execução do projeto.

Ao orientador Prof. Dr. José Sotelo Jr. pelas diretrizes e incentivo.

A todos que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

SUMÁRIO

Lista de Figuras

Resumo

1. Motivação	1
2. Objetivos do Projeto	3
3. Estudo Bibliográfico	6
3.1 <i>Electronic Throttle Control</i>	8
3.1.1. Melhora na Dirigibilidade	10
3.1.2. Redução no Nível de Emissões e Consumo	11
3.1.3. Redução de Custo na Integração com Outros Sistemas	13
3.1.4. Outras Vantagens e Funções do ETC	14
3.2. <i>Sistema de Segurança</i>	21
3.3. <i>Hardware, Sensores e Atuadores</i>	23
3.4. <i>Software</i>	24
4. Modelo Dinâmico do Motor	26
4.1. <i>Representação Física Esquemática do Motor</i>	26
4.2. <i>Modelagem</i>	27
4.2.1. Válvula Borboleta	27
4.2.2. Coletor de Admissão	29
4.2.2.1. <i>Dinâmica do ar</i>	29
4.2.2.2. <i>Dinâmica do combustível</i>	30
4.2.3. Produção de Torque	32
4.2.4. Dinâmica Rotacional	34
4.3. <i>Diagrama de Blocos do Modelo</i>	34
5. Avaliação do Nível de Emissões	40
6. Sensores e Atuadores	44
6.1. <i>Sensor de Posição da Borboleta de Aceleração (TPS)</i>	44
6.2. <i>Sensor de Posição do Pedal (PPS)</i>	44
6.3. <i>Sensor de Pressão Absoluta do Coletor de Admissão (MAP)</i>	45

6.4. <i>Sensor de Temperatura do Ar</i>	46
6.5. <i>Sensor de Velocidade Digital</i>	46
6.6. <i>Sensor de Temperatura do Líquido de Arrefecimento (CTS)</i>	47
6.7. <i>Sensor de Oxigênio</i>	48
6.8. <i>Injetor de Combustível</i>	49
6.9. <i>Atuador da Válvula de Aceleração</i>	49
7. Técnicas de Controle	52
8. Controle da Mistura Ar/Combustível	54
9. Projeto do Controlador de Injeção de Combustível	57
9.1. <i>Linearização do Modelo</i>	57
9.2. <i>Metodologia do Projeto do Controlador</i>	59
9.3. <i>Projeto para todas as Regiões de Operação</i>	61
9.4. <i>Arquitetura do Controlador</i>	64
10. Projeto do Controlador da Válvula de Aceleração	66
10.1. <i>Mapa de Calibração</i>	67
10.2. <i>Modelo Dinâmico do Motor DC</i>	68
10.3. <i>Projeto do Controlador</i>	71
11. Análise de Resultados	77
12. Implementação Digital	80
13. Conclusão	84
14. Referências Bibliográficas	85

APÊNDICE I – DADOS DE ENTRADA

APÊNDICE II - DADOS E RESULTADOS DO CONTROLADOR DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

APÊNDICE III – DADOS E RESULTADOS DO CONTROLADOR DA VÁLVULA DE ACELERAÇÃO

APÊNDICE IV – ARQUIVOS DE FUNÇÕES DO MODELO SIMULADOR

APÊNDICE V – GANHOS DIGITAIS

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 3.1</i> – Sistema de controle da válvula borboleta	6
<i>Figura 3.2</i> – Esquema do Electronic Throttle Control	8
<i>Figura 3.3</i> – Torque em função da rotação para diferentes aberturas (STREIB; BISCHOF, 1996)	10
<i>Figura 3.4</i> – Abertura da borboleta em função da posição do pedal	10
<i>Figura 3.5</i> – Diferentes respostas para condições diversas de operação	11
<i>Figura 3.6</i> – Emissões em função da mistura ar-combustível (TUDOR, 1993) ...	12
<i>Figura 3.7</i> – Transitórios de aceleração e desaceleração (TUDOR, 1993)	12
<i>Figura 3.8</i> – Transitório da troca de marcha (TUDOR, 1993)	13
<i>Figura 3.9</i> – Estratégias para a redução das emissões (STREIB; BISCHOF, 1996)	15
<i>Figura 3.10</i> – Operação com retardo da ignição para aquecimento do catalisador (STREIB; BISCHOF, 1996)	16
<i>Figura 3.11</i> – Níveis de emissões atingidos pela estratégia 6 para um veículo com motor 2.5l (STREIB; BISCHOF, 1996)	17
<i>Figura 3.12</i> – Sistema convencional (STREIB; BISCHOF, 1996)	18
<i>Figura 3.13</i> – Utilizando o ETC (STREIB; BISCHOF, 1996)	18
<i>Figura 3.14</i> – Relação ar-combustível, posição da borboleta e combustível injetado como função do torque num motor Lean Burn (STREIB; BISCHOF, 1996)	19
<i>Figura 3.15</i> – Curvas de torque em função da posição do pedal (STREIB; BISCHOF, 1996)	20
<i>Figura 3.16</i> – Função Anti-Jerking	21
<i>Figura 3.17</i> – Ações de segurança do ETC da DELPHI AUTOMOTIVE SYSTEMS	23
<i>Figura 3.18</i> – Esquema do sistema de controle	23
<i>Figura 4.1</i> – Representação esquemática do motor	26
<i>Figura 4.2</i> – Bloco principal do motor	35
<i>Figura 4.3</i> – Subsistemas do motor	35
<i>Figura 4.4</i> – Subsistema da borboleta	36
<i>Figura 4.5</i> – Subsistema da admissão	36
<i>Figura 4.6</i> – Detalhe do subsistema de admissão – coletor de admissão	37
<i>Figura 4.7</i> – Detalhe do subsistema de admissão – injeção de combustível	37
<i>Figura 4.8</i> – Detalhe do subsistema de admissão - injeção de combustível – saída de combustível	38
<i>Figura 4.9</i> – Subsistema de produção de torque	38
<i>Figura 4.10</i> – Detalhe do subsistema de produção de torque – função de torque (TF)	39
<i>Figura 4.11</i> – Subsistema da dinâmica rotacional	39
<i>Figura 5.1</i> – Variação das concentrações de HC, CO e NO nos gases de escape de um motor de ignição por centelha em função da razão combustível/ar (HEYWOOD, 1988)	40
<i>Figura 5.2</i> – Eficiência de conversão para NO, CO e HC para um catalisador de três-vias, em função da relação ar/combustível na exaustão (HEYWOOD, 1988)	41

<i>Figura 5.3</i> – Regulamentação de emissões no Brasil	42
<i>Figura 5.4</i> – O ciclo urbano FTP-75	42
<i>Figura 6.1</i> – Sensores de Pressão	45
<i>Figura 6.2</i> – Sensores de temperatura do ar	46
<i>Figura 6.3</i> – Sensor de velocidade	47
<i>Figura 6.4</i> – Sensor de temperatura do líquido de arrefecimento	47
<i>Figura 6.5</i> – Esquema de um sensor de oxigênio	48
<i>Figura 6.6</i> – Sensor de oxigênio	48
<i>Figura 6.7</i> – Injetores de combustível	49
<i>Figura 6.8</i> – Atuador da válvula de aceleração	50
<i>Figura 7.1</i> – Diagrama de blocos de um sistema com Gain Scheduling	52
<i>Figura 7.2</i> – Diagrama de blocos de um MRAS (Model-Reference Adaptive System)	53
<i>Figura 8.1</i> – Estratégia de controle	55
<i>Figura 9.1</i> – Dinâmica do combustível desde a injeção até a exaustão	57
<i>Figura 9.2</i> – Modelo linearizado para o combustível	58
<i>Figura 9.3</i> – Resposta à entrada degrau dos sistemas original e linearizado para $\gamma=1$ (à esquerda) e $\gamma<1$ (à direita)	59
<i>Figura 9.4</i> – Resposta à entrada degrau do modelo linearizado operando em malha aberta com abertura da borboleta igual a 30° e sem carga externa aplicada ao eixo	59
<i>Figura 9.5</i> – Lugar das raízes da malha aberta do sistema linearizado	60
<i>Figura 9.6</i> – Lugar das raízes em malha-fechada, com detalhes	60
<i>Figura 9.7</i> – Resposta em malha-fechada para o ganho escolhido	61
<i>Figura 9.8</i> – Mapas dos ganhos proporcional e integral do controlador	62
<i>Figura 9.9</i> – Valor dos ganhos para 10° de abertura da borboleta	63
<i>Figura 9.10</i> – Controlador PI não-linear	63
<i>Figura 9.11</i> – Controlador da injeção de combustível	64
<i>Figura 10.1</i> – Esquema do sistema de controle da válvula de aceleração	66
<i>Figura 10.2</i> – Mapa de calibração da posição da borboleta	67
<i>Figura 10.3</i> – Representação esquemática de um motor DC	68
<i>Figura 10.4</i> – Diagrama de blocos do motor DC	70
<i>Figura 10.5</i> – Diagrama de blocos do atuador eletrônico da válvula de aceleração	70
<i>Figura 10.6</i> – Resposta do atuador a uma entrada degrau	71
<i>Figura 10.7</i> – Ciclos de teste de aceleração e carga imposta	72
<i>Figura 10.8</i> – Lugar das raízes para o atuador sem controlador	72
<i>Figura 10.9</i> – Relação lambda, rotação e torque indicado sem ETC e com um controlador proporcional	73
<i>Figura 10.10</i> – Lugar das raízes para $K_i=0,1$ e $K_d=0,04$	74
<i>Figura 10.11</i> – Comparação entre o desempenho dos três controladores projetados	75
<i>Figura 10.12</i> – Comparação de desempenho entre os dois controladores PD analisados	76
<i>Figura 11.1</i> – Curva de aceleração	77
<i>Figura 11.2</i> – Curva de cargas impostas	77
<i>Figura 11.3</i> – Resultados da simulação	78
<i>Figura 11.4</i> – Motor sem ETC x Motor com ETC	79

RESUMO

Este projeto de graduação tem como objetivo projetar um controlador para a válvula de aceleração de um motor de combustão interna com ignição por centelha, de forma a reduzir a emissão de poluentes e melhorar a dirigibilidade dos veículos.

O primeiro passo na direção deste objetivo foi desenvolver o modelo dinâmico de simulação para um motor deste tipo, uma vez que os recursos para se realizar o controle *in loco* são proibitivos. O modelo obtido é flexível à representação de mais de um motor de acordo com os dados fornecidos.

Sobre este modelo foram desenvolvidos dois controladores que atuam em paralelo visando o objetivo final. Um controlador determina a posição da válvula de aceleração em função das condições de operação do motor, e o outro regula a vazão de combustível em função da entrada de ar imposta pela abertura da válvula de aceleração.

A simulação do sistema controlado sujeito a acelerações, desacelerações e cargas externas mostrou bons resultados em relação à emissão de poluentes, mas não tão satisfatórios quanto ao desempenho.

Apesar deste projeto ter explorado ao máximo os controladores PI não-lineares, a solução total para o problema proposto depende de abordagens mais ousadas no campo do controle não-linear.

1. MOTIVAÇÃO

A área de controle de motores é alvo de intensas pesquisas tecnológicas, já que cada vez mais há a preocupação com a boa utilização dos recursos naturais – combustíveis – e com a qualidade de vida – diminuição da poluição e aumento do conforto, por exemplo.

Entre alguns avanços alcançados nesta área nas últimas décadas pode-se citar (AMANN, 1989):

- **Carburador**, onde o dimensionamento dos giclês permite uma mistura estequiométrica em regime;
- **Injeção e ignição eletrônica**, permitindo entre outras coisas: partidas a frio, maior aproveitamento do combustível, maiores relações potência/peso;
- **Cruise control** ou piloto automático, onde um servo-motor mantém a posição da borboleta para uma dada velocidade;
- **Traction control** ou controle de tração, que limita o torque gerado pelo motor em arrancadas e frenagens através da supressão da ignição em um cilindro, por exemplo.

Ainda sobre controle de motores pode-se dizer que há algumas linhas de pesquisa em desenvolvimento, as quais não tardarão a serem comercializadas:

- **Drive-by-wire** ou ETC, que é o assunto deste projeto;
- **Gerenciamento total do motor**, que pressupõe a existência de um ETC para que um módulo controle todas as variáveis de atuação sobre o motor;
- **Gerenciamento baseado em torque**, no qual o controle do motor é feito em função do desejo de torque do motorista;
- **Lean burn engine** ou motor de mistura pobre, que opera em razões estequiométricas acima de 20:1, reduzindo o consumo e a emissão de poluentes;
- **Injeção direta de combustível** nos cilindros, que também reduz emissões e

consumo e requer um projeto de motor + controle totalmente diferenciado;

- *Traffic control* ou controle de tráfego, onde o movimento do veículo depende do movimento de outros a seu redor, dispensando a intervenção do motorista.

Apesar da existência comercial de válvulas borboletas controladas, pouco se sabe sobre o seu controle, tanto no nível teórico quanto com respeito à implementação. O projeto de um sistema de controle para esta válvula, estudando desde a sua relação com o conjunto do motor até os problemas de implementação do sistema projetado pode trazer um grande conhecimento sobre um assunto que é pesquisa de ponta em centros mais avançados, e enriquecer os fundamentos e a prática do controle de sistemas dinâmicos.

2. OBJETIVOS DO PROJETO

Nesta linha de pesquisa sobre o controle da válvula borboleta existem dois caminhos a seguir: o controle da posição da válvula, em função da posição do pedal, e a determinação e controle da posição da válvula para uma dada posição do pedal e condição de operação do motor. A primeira alternativa mostra-se muito simples para um projeto de dois semestres, consistindo um problema amplamente discutido e já solucionado. Assim, adotou-se como objetivo do projeto a determinação e controle da posição da válvula de aceleração, em função do desejo do motorista e das condições de operação do motor.

É bom ressaltar que o sistema de controle projetado não será implementado fisicamente, dada a complexidade para tal realização, e somente será simulado em MATLAB[®]. O modelo dinâmico de um motor de combustão interna que utilize dados reais de um motor (ou próximos disto) será considerado o motor a ser controlado; da mesma forma os modelos dinâmicos dos sensores e atuadores envolvidos serão considerados os sensores e atuadores; e a simulação do conjunto do modelo do motor mais o sistema de controle projetado servirá para analisar o desempenho do sistema controlado.

Para que se atinja o objetivo final do projeto algumas etapas deverão ser cumpridas. Em primeiro lugar deverá ser feito um estudo sobre motores de combustão interna e o ETC propriamente dito, para uma familiarização com o tema. Após este estudo inicial deverá ser levantada uma bibliografia sobre tópicos relacionados ao tema: motores de combustão interna (MCI), controle de MCI's, modelagem de motores; por outro lado, deverá ser feita uma revisão bibliográfica e estudos sobre a parte de estratégias de controle, principalmente as candidatas a aplicação neste projeto.

Depois da etapa de estudos deverá ser iniciada a fase de desenvolvimento do projeto. O primeiro passo será desenvolver um modelo dinâmico de simulação para um motor de combustão interna. Este modelo deverá ter como características principais: a fidelidade na representação do motor real; a flexibilidade para simular mais de um motor e/ou mais de uma situação de operação e a possibilidade de execução em tempo real. Em seguida à formulação do modelo o mesmo deverá ser validado e/ou calibrado

para os dados de simulação a serem utilizados no projeto do controlador.

Paralelamente à validação/calibração do modelo deverão ser estudadas as estratégias de controle candidatas à resolução do problema. Este estudo tem como finalidade limitar as alternativas de projeto para que o mesmo cumpra os prazos estipulados.

Uma vez que o modelo esteja funcionando perfeitamente, pode-se iniciar então o projeto da(s) alternativa(s) selecionada, tendo como parâmetros de projeto que:

- o motor controlado apresente redução de emissões de poluentes, medido pela variação da relação ar-combustível na saída do motor;
- o motor controlado não apresente perdas significativas de performance;
- o controlador seja confiável, isto é, produza somente saídas desejáveis e consistentes;
- o controlador seja robusto à variação nos parâmetros do motor;
- o controlador seja viável de implementação, levando em conta tanto o seu software, que deve ser executável em tempo real, quanto o seu hardware, que deve funcionar sob as condições próprias de um motor e deve ter um custo acessível.

Ao fim do projeto do controlador deverá ser feita uma simulação do sistema motor+controlador, na qual se analisará se os requisitos do projeto estão satisfeitos ou não.

De uma maneira resumida, as etapas do projeto são as seguintes:

1. Estudar a modelagem de motores de combustão interna.
2. Estudar a estratégias de controle aplicáveis ao problema.
3. Desenvolver a modelagem de um motor de combustão interna.
4. Validar e/ou calibrar o modelo desenvolvido em 3.
5. Selecionar a(s) estratégia(s) de controle para o projeto do controlador.
6. Projetar o controlador com a(s) estratégia(s) de controle escolhida(s) em 5.
7. Simular o motor junto com o controlador projetado.

8. Analisar o desempenho do controlador em conjunto com o motor.

Em paralelo a estas etapas ocorrerá um estudo do que já existe em termos de ETC, e também um estudo sobre possíveis problemas de implementação do controlador (mesmo que fora do escopo do projeto).

3. ESTUDO BIBLIOGRÁFICO

A introdução de sistemas de controle eletrônicos em motores de combustão interna tem melhorado consideravelmente a *performance* dos veículos, além de ter permitido a redução das emissões e do consumo de combustível. Além disso, os motores se tornaram mais compactos e a dirigibilidade e conforto também foram melhorados. A mistura ar-combustível pôde ser melhor controlada através da atuação na vazão de combustível e ignição pelo sistema de injeção eletrônica que substituiu o carburador.

O desenvolvimento de sistemas de controle incorporados aos motores de combustão interna continua intensivamente, com algumas tecnologias que estarão presentes nas próximas gerações de veículos, como os sistemas baseados na coordenação do torque e acionamento eletrônico do corpo de borboleta (ETC ou *Electronic Throttle Control*). Uma tecnologia que também vem sendo pesquisada e desenvolvida são os "Veículos Auto-Guiados", onde o sistema de coordenação do motor interage com o meio externo para guiar o veículo com pouca participação do motorista, melhorando o controle de tráfego dos veículos e aumentando a segurança (*Traffic Control*).

Até agora, os sistemas de controle do *powertrain* têm sido mecanismos reativos. Eles podiam apenas reagir a fatores já presentes no motor e responder modificando a ignição, fluxo de combustível e outros. Com o ETC, o gerenciamento do motor é ativo ao invés de reativo. O ETC permite que o motorista exija uma ação do módulo de controle eletrônico, ao invés de tentar controlar o motor diretamente. A Figura 3.1 abaixo mostra o sistema de controle da válvula borboleta no motor.

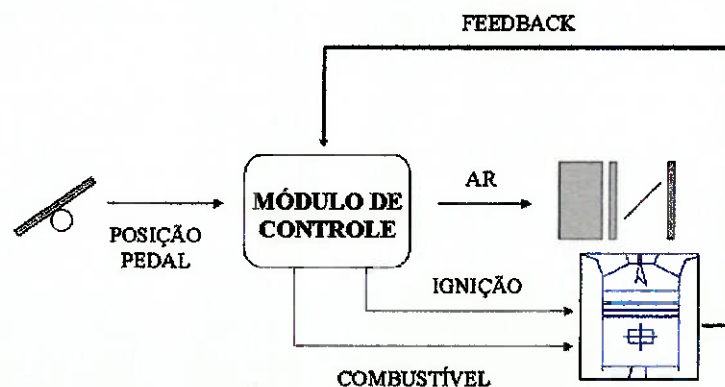


Figura 3.1 - Sistema de controle da válvula borboleta.

Os sistemas baseados na coordenação do torque, ao contrário dos sistemas anteriores, nos quais um determinado torque resultava das funções individuais do sistema, um torque nominal definido é desde o início estipulado como base. E com base neste torque nominal são ajustados os parâmetros e as funções individuais. O ponto de partida permanece, como em todos os sistemas de comando do motor, o desejo do motorista. O acelerador eletrônico realiza esta função que é então definida como um determinado torque pela unidade de comando. A isto, somam-se as exigências dos demais sistemas, como sistema ABS ou *Controle de Tração*. Consumidores externos ou funções internas de comando do motor, como partida a frio, marcha lenta ou função de aquecimento para o catalisador exteriorizam suas exigências no parâmetro físico torque. A unidade de comando analisa todos os regimes de funcionamento e define um torque básico, derivando deste, finalmente o ângulo da borboleta e o ângulo de ignição definido para cada condição de funcionamento do motor, assim como o volume de injeção.

Outra tecnologia que também está sendo desenvolvida é a injeção direta de gasolina, onde o combustível é injetado sob alta pressão diretamente na câmara de combustão. Em regime de carga parcial, os motores com injeção direta apresentam uma economia de 15 a 20% em relação aos motores com injeção indireta. Isto é obtido por meio de menores perdas na borboleta do acelerador, menores perdas por calor das paredes e pela refrigeração da mistura causada pela injeção direta. Os motores *Lean Burn* que operam com mistura pobre também reduzem significativamente o consumo de combustível.

Em relação aos sistemas de controle, estão sendo pesquisadas várias estratégias de controle não-linear para aplicação em motores, como controle adaptativo/preditivo, conferindo maior robustez ao sistema de controle e controle inteligente utilizando Redes Neurais e Controle Fuzzy, aumentando a tolerância relativa a erros de modelagem e conferindo maior confiabilidade. Tenta-se encontrar um equilíbrio entre técnicas de controle eficientes, robustas, precisas, que garantam a estabilidade do sistema e que possam ser implementadas em tempo real, por causa das rápidas dinâmicas envolvidas no processo.

O OBD (*On-Board Diagnosis*), sistema de monitoramento do motor, vem sendo cada vez mais aprimorado, fazendo a supervisão do correto funcionamento de todos os

componentes eletrônicos do sistema de controle, e permitindo que falhas sejam detectadas através de componentes redundantes e do armazenamento das falhas através de códigos.

3.1 *ELECTRONIC THROTTLE CONTROL*

O *Electronic Throttle Control*, também conhecido como *Drive-by-Wire*, vem sendo desenvolvido desde a década de 80, tendo sido empregado em caminhões e ônibus desde 1986. A primeira aplicação nos Estados Unidos em carros de passageiros foi em 1990 no Jaguar e Lotus. Dentre as aplicações atuais estão o BMW 750, Mercedes-Benz e Corvette. Em meados do ano 2000, cerca de 50% dos carros europeus estarão utilizando o ETC.

No ETC, o cabo do acelerador é substituído por um sistema de controle eletrônico, que a partir de um sinal vindo do pedal do acelerador determina a abertura da válvula borboleta para que o motor responda de acordo com o desejo do motorista. A Figura 3.2 abaixo ilustra este sistema.

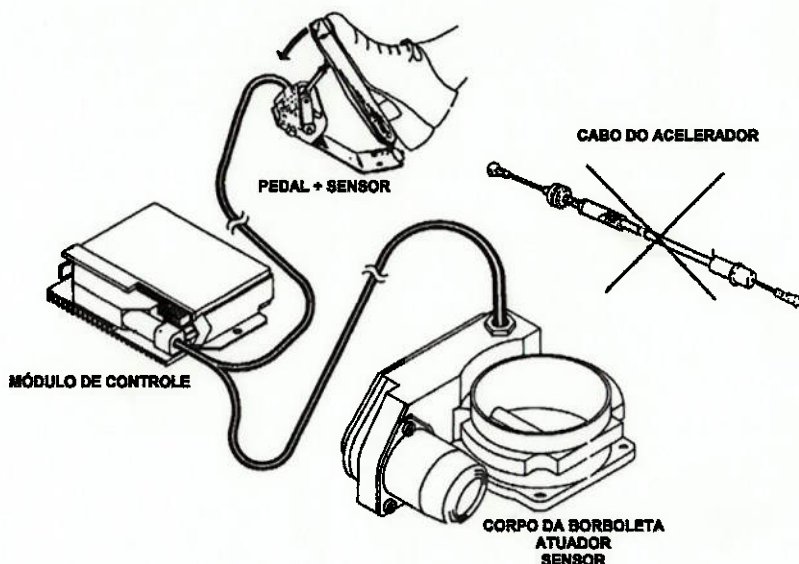


Figura 3.2 - Esquema do *Electronic Throttle Control*.

Algumas das vantagens da substituição do cabo do acelerador por um sistema de controle eletrônico é que os erros operacionais do motorista, que são refletidos diretamente no comportamento do motor como na forma de derrapagem e trancos,

podem ser eliminados. Além disso, outros sistemas de controle como o *Cruise Control* (o "Piloto Automático") e o *Traction Control*, que necessitam atuar sobre o fluxo de ar controlado pela válvula borboleta, alterado diretamente pelo cabo do acelerador, necessitam de atuadores adicionais específicos, o que aumenta a complexidade do sistema a fim de se evitar possíveis interferências com a operação do acelerador.

Basicamente, o motorista opera o carro controlando o acelerador, e não o movimento da válvula de aceleração. Sendo este o caso, é possível desenvolver um sistema de controle que garanta boa dirigibilidade do veículo.

O ETC melhora a dirigibilidade dos veículos, além de diminuir a emissão de gases poluentes, o que vem sendo um requisito cada vez mais essencial nos dias atuais. O sistema também pode incluir funções adicionais, como *Cruise Control*, *Traction Control*, Controle de Marcha Lenta, limitação da velocidade do motor, entre outras, simplificando o sistema de gerenciamento do motor e viabilizando a sua utilização nos veículos comerciais e de passageiros. Além disso, um sistema de segurança é especialmente projetado para reagir a falhas que possam ocorrer nos diversos equipamentos, com a utilização de funções redundantes para garantir o correto funcionamento do sistema.

O ETC também é projetado para possuir uma interface com outros sistemas de controle, como o controle de ignição e injeção, transmissão e ABS (*Anti-lock Braking System*).

Diversos estudos vêm sendo realizados no intuito de se determinar a curva ótima de movimento da válvula borboleta de aceleração, em função do desejo do motorista. Deve haver um compromisso entre boa dirigibilidade e *performance* do veículo nas mais diversas condições de operação, como por exemplo operação na cidade ou numa estrada de alta velocidade. Um fator que deve ser levado em consideração é que o controle de um automóvel através da válvula de aceleração envolve diversos elementos não-lineares, o que poderia causar incertezas e inseguranças no sistema de controle. Outros requisitos que vêm sendo incorporados ao estudo do melhor comportamento da válvula de aceleração são consumo de combustível e redução na emissão dos gases poluentes. Entretanto, existem algumas desvantagens, como maiores esforços de calibração, maior risco de falhas e maior custo.

Nos itens a seguir serão descritas as vantagens em se utilizar o ETC com base

nos sistemas já desenvolvidos e disponíveis no mercado.

3.1.1 Melhora na Dirigibilidade

Com o cabo do acelerador mecânico, para uma dada posição do pedal do acelerador, a relação entre a velocidade do motor e o torque não pode ser alterada. Se o motorista acelera com uma posição do pedal constante, a aceleração se inicia com alto torque. Com o aumento da velocidade, tanto o torque quanto a aceleração diminuem, e o curso desta diminuição é fixo, podendo ou não satisfazer as características de aceleração para o veículo. Com o ETC a posição da borboleta depende não somente da posição do pedal como também da velocidade do motor e de outros parâmetros. As Figuras 3.3 e 3.4 a seguir mostram o torque em função da rotação e posição da borboleta num sistema mecânico, e como seria a relação entre a abertura da válvula borboleta e a posição do pedal em função da velocidade.

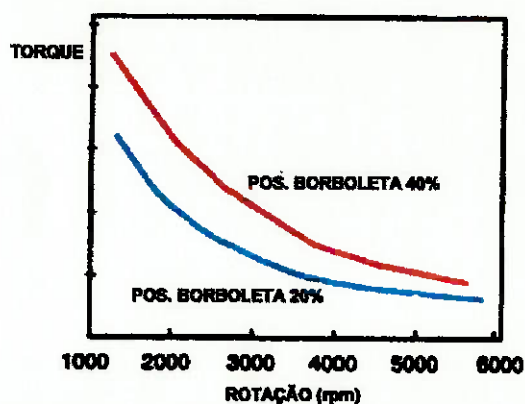


Figura 3.3 - Torque em função da rotação para diferentes aberturas (STREIB; BISCHOF, 1996).

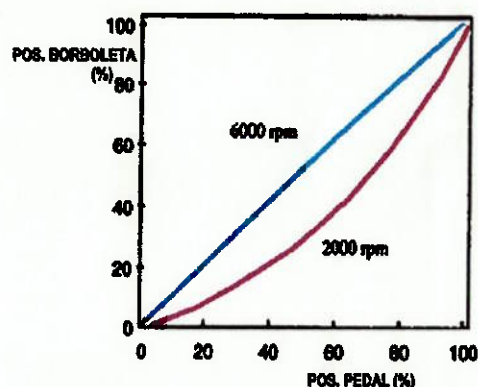


Figura 3.4 - Abertura da borboleta em função da posição do pedal (STREIB; BISCHOF, 1996).

Além disso, pode-se variar a curva de progressão da abertura da válvula borboleta em função das condições de operação do veículo, como andando na cidade, no congestionamento ou numa estrada de alta velocidade. As curvas de progressão poderiam então ser definidas da seguinte maneira:

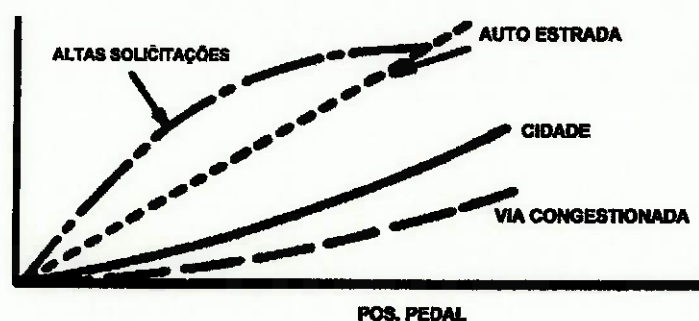
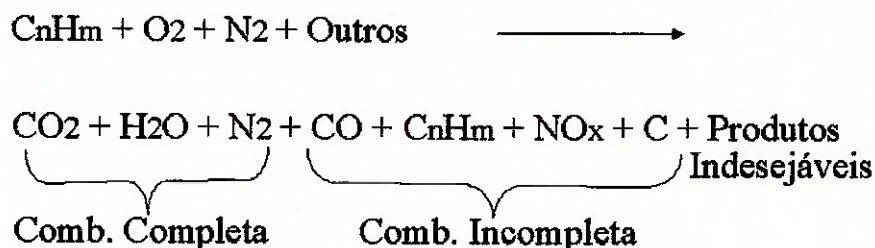


Figura 3.5 - Diferentes respostas para condições diversas de operação.

3.1.2 Redução do Nível de Emissões e Consumo

Cada vez mais vem se exigindo um nível de emissões de poluentes baixo para os veículos movidos a motores de combustão interna. As emissões de um MCI são ocasionadas pela reação de combustão que ocorre no motor, liberando gases de combustão completa, incompleta e outros produtos indesejáveis, além de combustível evaporado. Os produtos gerados da combustão são:



O controle de emissões pode ser feito controlando a carburação, ignição e combustão, utilizando também sistemas auxiliares como a recirculação dos gases de escape ou EGR. No controle externo ao motor a solução que apresenta o melhor rendimento é o catalisador de 3-vias, que converte os gases mais tóxicos NO_x , HC e CO em N_2 , CO_2 e H_2O .

A eficiência máxima do catalisador está restrita à mistura ar-combustível estequiométrica ou $\lambda=1$. Desta maneira, o sistema de gerenciamento do motor deve tentar manter esta relação através do controle de injeção, e com o ETC, controlando também a vazão de ar.

A figura a seguir mostra como variam as emissões em função da relação ar-

combustível.

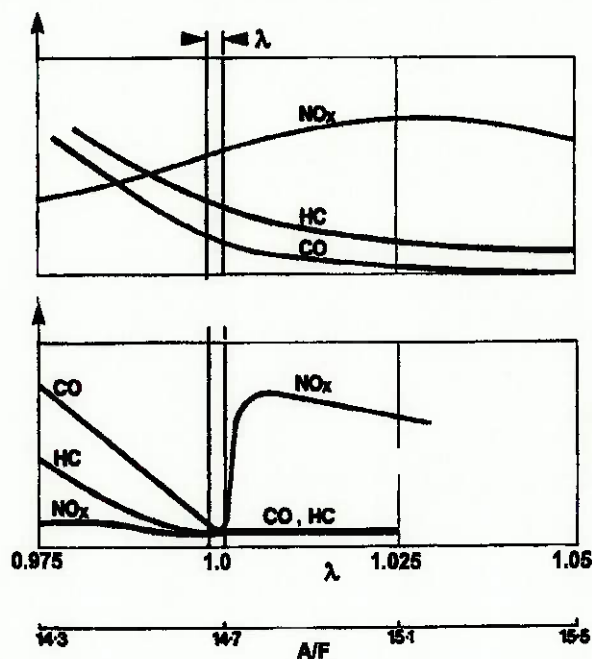


Figura 3.6 - Emissões em função da mistura ar-combustível (TUDOR, 1993).

Para misturas ricas em combustível, as emissões de óxidos de nitrogênio são baixas, em compensação os níveis de monóxido de carbono e hidrocarbonetos são elevados. Para misturas pobres ocorre o oposto.

Há também um problema no nível de emissões durante os transitórios de aceleração e desaceleração, que é justamente onde o ETC atua. Os desvios da relação ar-combustível em relação à mistura estequiométrica durante estes transitórios podem ser vistos na Figura 3.7 abaixo:

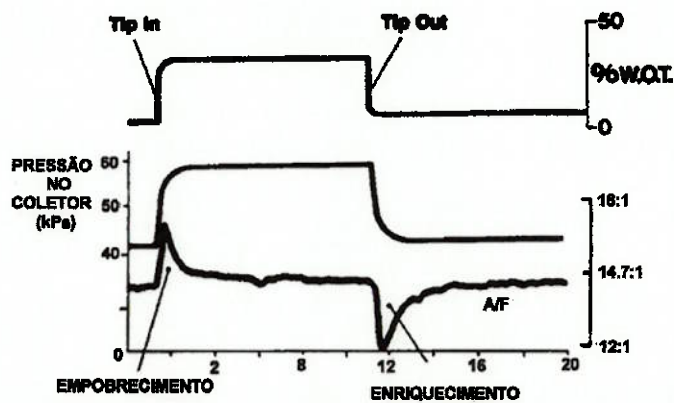


Figura 3.7 - Transitórios de aceleração e desaceleração (TUDOR, 1993).

Na aceleração ou “Tip In”, ocorre um empobrecimento momentâneo da mistura, pois sendo a dinâmica do ar mais rápida que a resposta da injeção, ocorre um atraso da dosagem correta de combustível para atingir a mistura estequiométrica. Na desaceleração ou “Tip Out” acontece o contrário.

Um veículo em funcionamento passa por diversos ciclos de transitórios, tornando-se necessário um controle mais rigoroso da relação ar-combustível, que pode ser aprimorado pelo uso do ETC. As emissões são mais críticas nas trocas de marcha, conforme pode ser visualizado na Figura 3.8 abaixo:

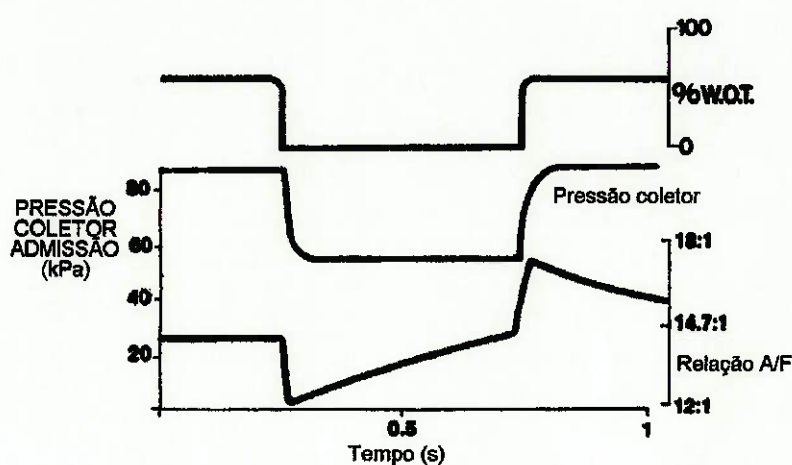


Figura 3.8 - Transitório da troca de marcha (TUDOR, 1993).

A válvula borboleta fecha-se rapidamente enriquecendo momentaneamente a mistura, e em seguida há um empobrecimento devido à retomada de aceleração no engate da próxima marcha.

O consumo de combustível é reduzido graças ao melhor controle da relação ar-combustível conseguido pelo controle simultâneo da injeção de gasolina e da vazão de ar que entra no motor.

3.1.3 Redução de Custo na Integração com Outros Sistemas

O ETC é especialmente vantajoso em carros que incorporam outros sistemas de controle como o *Cruise Control* e o *Traction Control*.

Em motores que utilizam cabo de acelerador mecânico, o *Cruise Control* é implementado pela adição de um atuador e de *hardware* necessário para o sistema de

controle e segurança. Com o ETC, para a implementação do *Cruise Control* a única peça adicional seria a alavanca de acionamento, já que o atuador e a eletrônica do sistema, incluindo as funções de segurança, já fazem parte deste. Assim, quando o *Cruise Control* já é parte do motor, é extremamente vantajosa a utilização do ETC, podendo até trazer melhorias em dirigibilidade durante as transições de modo normal para modo *cruise control*.

O controlador do *Traction Control* envia um comando de torque ao controlador de gerenciamento do motor, através de uma via de dados serial ou interfaces PWM, e este comando de torque é traduzido em posicionamento da válvula de aceleração e avanço da ignição. Fica claro que com o ETC o *Traction Control* pode ser implementado também sem a necessidade de atuador adicional, e baixos níveis de emissões são conseguidos durante a atuação do *traction control*.

3.1.4 Outras Vantagens e Funções do ETC

Existem muitas outras vantagens de utilização do acelerador eletrônico, como controle de limitação de rotação e velocidade mais eficientes, o motor não transmite mais vibração ao compartimento do passageiro pelo cabo do acelerador e facilidade de reposicionamento do pedal do acelerador para o lado esquerdo ou direito do veículo.

A utilização do sistema de gerenciamento do motor baseado no controle de torque permite um maior aproveitamento do acelerador eletrônico, incluindo algumas funções adicionais, como no ETC comercializado pela ROBERT BOSCH GMBH:

Aquecimento Rápido do Catalisador

Uma medida eficiente para reduzir os níveis de emissões veiculares para LEV ou ULEV é o rápido aquecimento do catalisador e a redução dos gases não queimados. Várias estratégias podem ser utilizadas para a redução das emissões, conforme pode ser visto no quadro abaixo:

Measures		Strategies					
		1	2	3	4	5	6
• Engine Management System		/ / / / / /					
Warm-up:	Improved mixture preparation	○	○	○	○	●	●
	Lean λ -closed loop					●	●
	Extremely retarded ignition					○	●
	Electronic throttle control	○	●	○	○	○	●
Mixture Control:	Continuous λ -closed loop	○	○	○	○	●	●
• Exhaust Gas Aftertreatment		/ / / / / /					
Catalyst type:	Improved technique (Trimetal)	●	●	●	●	●	●
Pre-catalyst:	Three way		●				●
	Electrically heated			●			
	Burner heated				●		
	HC-adsorber					●	
Sec. Air System:	With rich mixture	●	●	●	●		
		○ necessary measure ● supporting measure					

Figura 3.9 - Estratégias para a redução das emissões (STREIB; BISCHOF, 1996).

Este quadro mostra seis diferentes estratégias, que incluem ações por parte do sistema de gerenciamento do motor, como enriquecimento ou empobrecimento da mistura ar-combustível durante o aquecimento, retardo da ignição, atuação do ETC e controle contínuo da relação ar-combustível; e também ações sobre os gases de exaustão, como a utilização de catalisador de três vias, pré-catalisadores aquecidos eletricamente e absorvedores de HC, além de sistema de ar secundário operando com mistura rica.

Fazendo o retardo da ignição, a temperatura dos gases de exaustão aumenta e conseqüentemente o calor transmitido ao catalisador, reduzindo as emissões de NO_x e um pouco das emissões de HC. Além disso, a velocidade de marcha lenta é incrementada para aumentar o fluxo de massa dos gases de exaustão.

Porém o retardo da ignição piora a eficiência do motor, reduzindo o torque e piorando a dirigibilidade. O ETC pode então ser utilizado para desacoplar a dependência da abertura da borboleta com o pedal do acelerador da seguinte maneira: durante o aquecimento do catalisador a válvula borboleta atinge o WOT antes do pedal atingir a posição máxima, fazendo com que o motor atinja um torque equivalente à operação com ponto de ignição ótimo e mistura estequiométrica. Se o motorista precisar de mais torque, a ignição é avançada progressivamente até atingir o ponto normal de operação e a mistura é também ajustada para o valor estequiométrico. A Figura 3.10 a seguir mostra a atuação do ETC durante o aquecimento do catalisador:

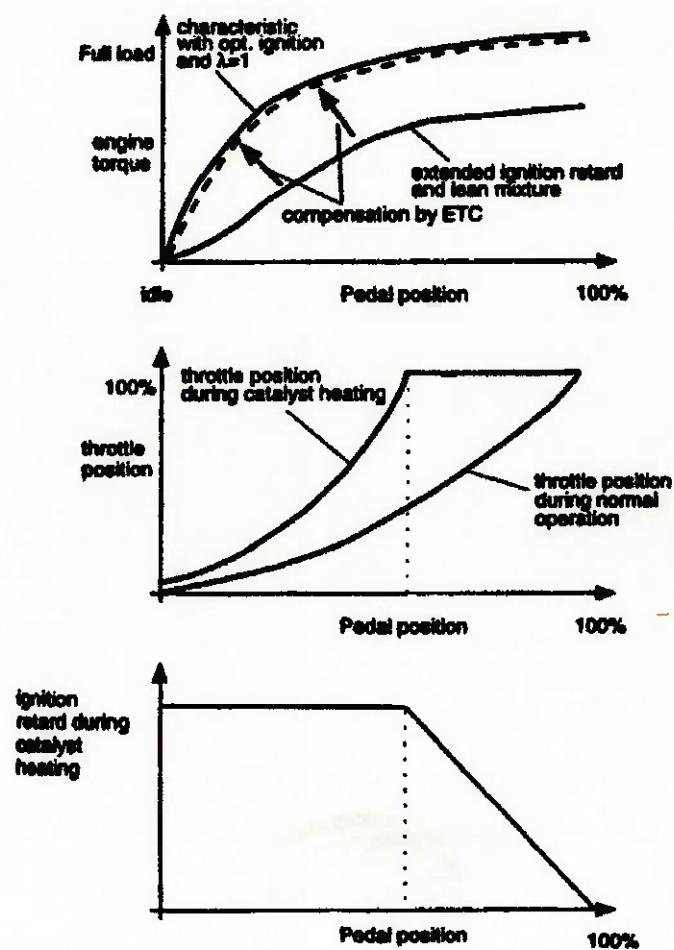


Figura 3.10 - Operação com retardo da ignição para aquecimento do catalisador (STREIB; BISCHOF, 1996).

As diferentes estratégias dependem das características do motor e do veículo. Testes realizados pela ROBERT BOSCH GMBH num veículo de 1500 kg com um motor 2.5 l normal de produção mostraram que as estratégias adotadas podem atender aos níveis LEV e ULEV de emissões:

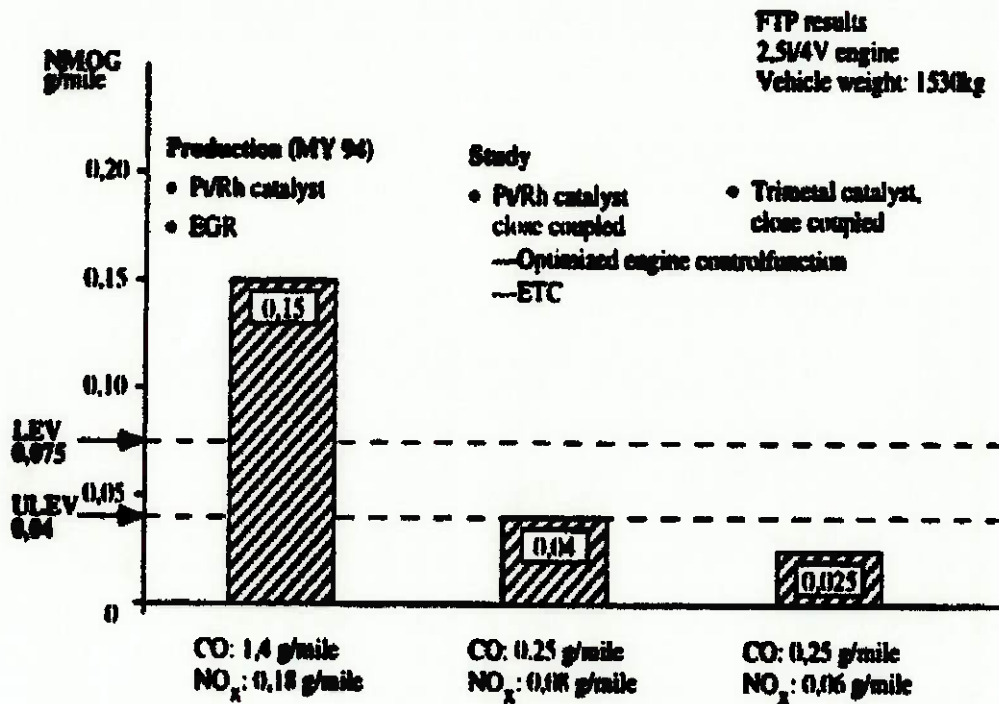


Figura 3.11 - Níveis de emissões atingidos pela estratégia 6 para um veículo com motor 2.5l (STREIB; BISCHOF, 1996).

Mastershift ou Controle de Transmissão

Numa transmissão automática, a troca de marcha com a posição da borboleta constante resulta numa redução da tração, que depende da velocidade do veículo e da posição da borboleta. A redução na tração é maior para velocidades do veículo baixas e válvula de aceleração mais aberta. Para reduzir o consumo de combustível, a troca de marchas é feita nas velocidades do motor baixas e válvula borboleta aberta, o que implica em alta queda na tração. O ETC atua para conseguir o compromisso entre dirigibilidade e consumo de combustível, fazendo com que a abertura da borboleta dependa também da taxa de redução da marcha atual. Nas Figuras 3.12 e 3.13 a seguir pode-se observar este efeito:

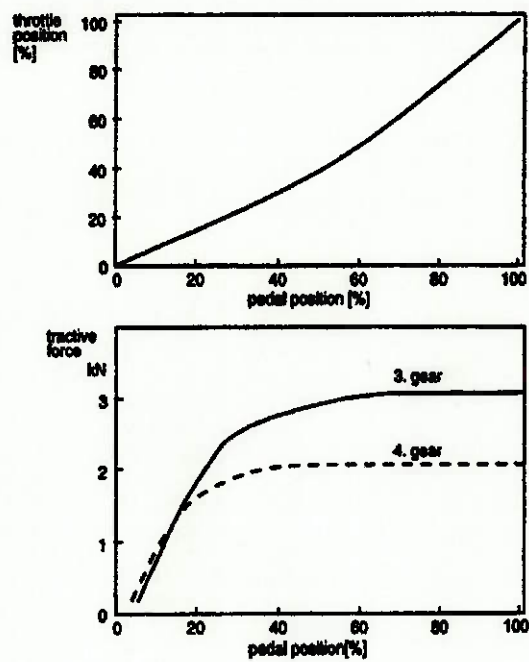


Figura 3.12 - Sistema convencional (STREIB; BISCHOF, 1996).

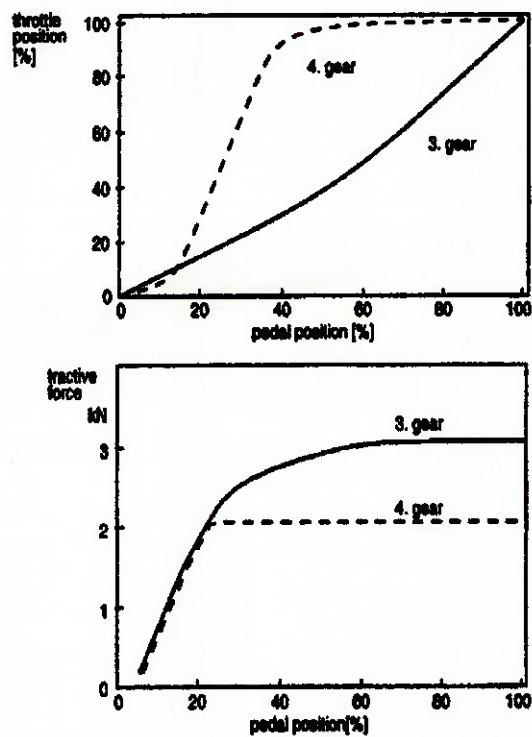


Figura 3.13 - Utilizando o ETC (STREIB; BISCHOF, 1996).

Motores "Lean Burn"

Os motores *Lean Burn* operam com mistura pobre durante a marcha lenta e cargas parciais baixas e com mistura estequiométrica em cargas parciais elevadas e carga total. A transição entre estes dois modos de operação deve ser descontínua, para evitar altas emissões de NO_x , o que piora a dirigibilidade. Aqui o ETC atua da seguinte maneira: operando em mistura pobre, a válvula borboleta atua de acordo com a necessidade de torque, até ser atingido o WOT. Então a mistura torna-se estequiométrica através do fechamento da válvula borboleta, e deve haver um aumento do combustível injetado para que não haja redução de torque, como na figura a seguir:

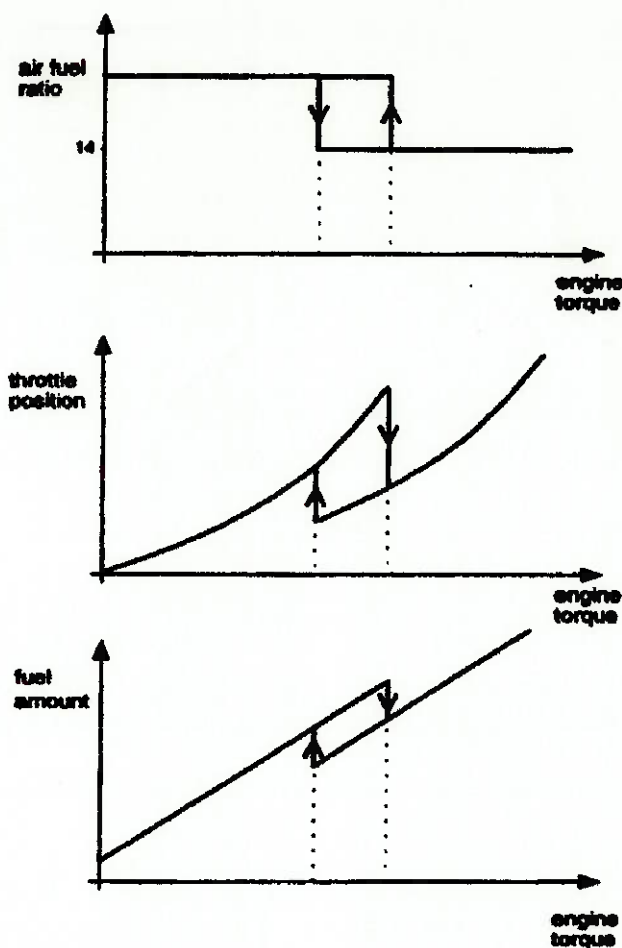


Figura 3.14 - Relação ar-combustível, posição da borboleta e combustível injetado como função do torque num motor *Lean Burn* (STREIB; BISCHOF, 1996).

“Cylinder Bank Shut Off Torque Control”

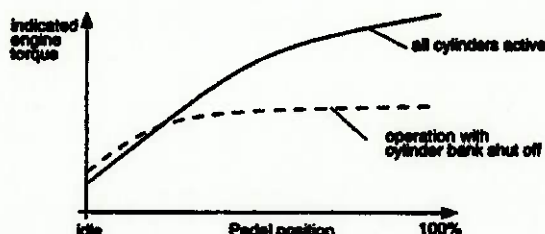


Figura 3.15 - Curvas de torque em função da posição do pedal (STREIB; BISCHOF, 1996).

O “Cylinder Bank Shut Off Torque Control” funciona da seguinte maneira: durante a marcha lenta e cargas parciais baixas, metade dos cilindros deixa de operar para reduzir as altas perdas de bombeamento, através do aumento de carga nos cilindros remanescentes. Nestas condições, o fluxo mássico de ar é função somente da posição da borboleta, e assim o torque é elevado devido a uma eficiência volumétrica maior. Para maiores cargas, o fluxo mássico passa a depender também da pressão do coletor, que no caso de operação com número menor de cilindros, torna-se maior por causa da redução de bombeamento do motor. Sendo a pressão no coletor maior, o fluxo de ar é menor e conseqüentemente o torque produzido. O ETC pode resolver este problema alterando a posição da válvula borboleta para aumentar o torque produzido.

Função “Anti Jerking”

Quando o veículo está desacelerando e uma retomada de aceleração é feita ou vice-versa, a reação abrupta em todo o *powertrain* pode causar “jerking” (oscilações de velocidade) no veículo. A Figura 3.16 abaixo mostra um exemplo em que o motor em desaceleração reduz a velocidade de 2500 rpm a 1200 rpm e de repente o motorista pisa fundo no pedal do acelerador, e como o ETC pode eliminar o “jerking” do veículo:

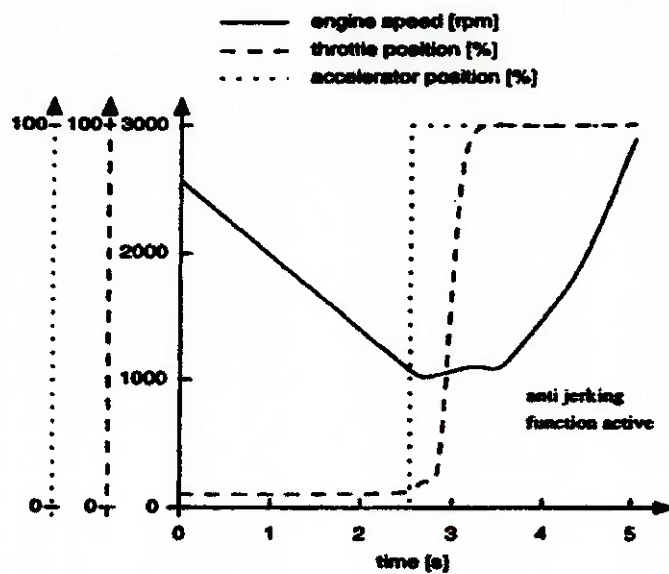
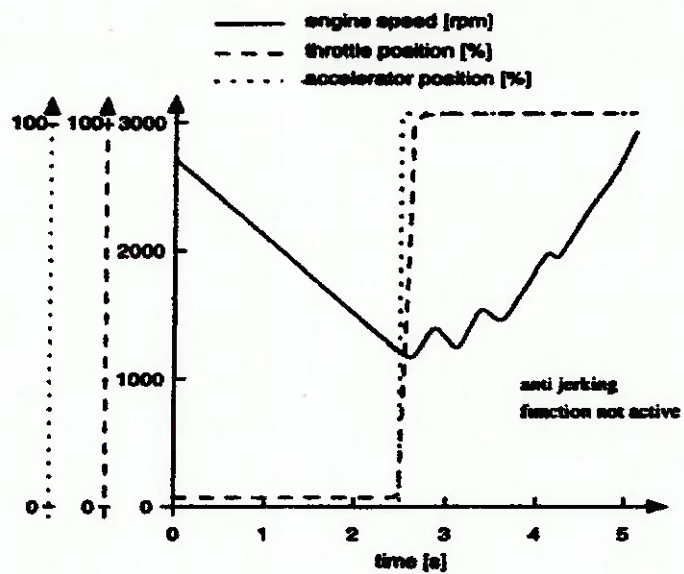


Figura 3.16 - Função Anti-Jerking.

3.2 SISTEMA DE SEGURANÇA

Num sistema ETC a segurança é um aspecto de extrema importância, onde falhas em alguns dos componentes pode resultar em acelerações ou desacelerações não comandadas.

Desta forma, deve haver redundância nos sinais de entrada mais relevantes, o que pode ser conseguido com a utilização de mais de um sensor para realizar a mesma função, ou através da comparação entre o sinal do sensor e outros sinais de parâmetros relacionados. Por exemplo, podem ser utilizados dois sensores de posição da válvula borboleta, ou o sinal deste sensor pode ser comparado com o fluxo de ar medido ou a pressão do coletor de admissão e a velocidade do motor.

Falhas podem ocorrer tanto nos sensores como no próprio microcontrolador, assim um módulo de segurança adicional é utilizado para verificar o correto funcionamento do microcontrolador. Esta verificação pode ser feita de duas maneiras:

Método direto: este método procura constantemente por falhas dos diversos módulos, como unidade lógico-aritmética, bus, etc. O módulo de segurança constantemente gera sinais randômicos que são enviados ao microcontrolador, que processa estes dados por todos os módulos de programa relevantes, gerando as saídas e as enviando de volta ao módulo de segurança. A saída correta é única, e esta é verificada pelo tempo de resposta e pelo seu valor.

Método indireto: neste método os sinais de saída dos sensores do pedal e da borboleta são lidos pelo módulo de segurança e este calcula por meio de um modelo computacional baseado no torque do motor os efeitos nos parâmetros do motor. Assim é feita uma comparação entre os sinais dos sensores e os valores calculados para testar a coerência das informações.

A partir da detecção da falha, devem ser tomadas medidas para a garantia da segurança. Existem classes de ações a serem tomadas de acordo com a gravidade da falha.

O ETC da ROBERT BOSCH GMBH possui as seguintes classes de falha:

Classe	Exemplos	Medidas
A	falha no sensor da borboleta	operação normal
B	falha no sensor do pedal	operação com potência reduzida
C	deficiência na alimentação elétrica do ETC	operação com 10% da potência máxima (garantida mecanicamente)
D	atuador da válvula travado	marcha-lenta forçada
E	falha no microcontrolador	desligamento do motor

O ETC da DELPHI AUTOMOTIVE SYSTEMS opera de maneira similar.

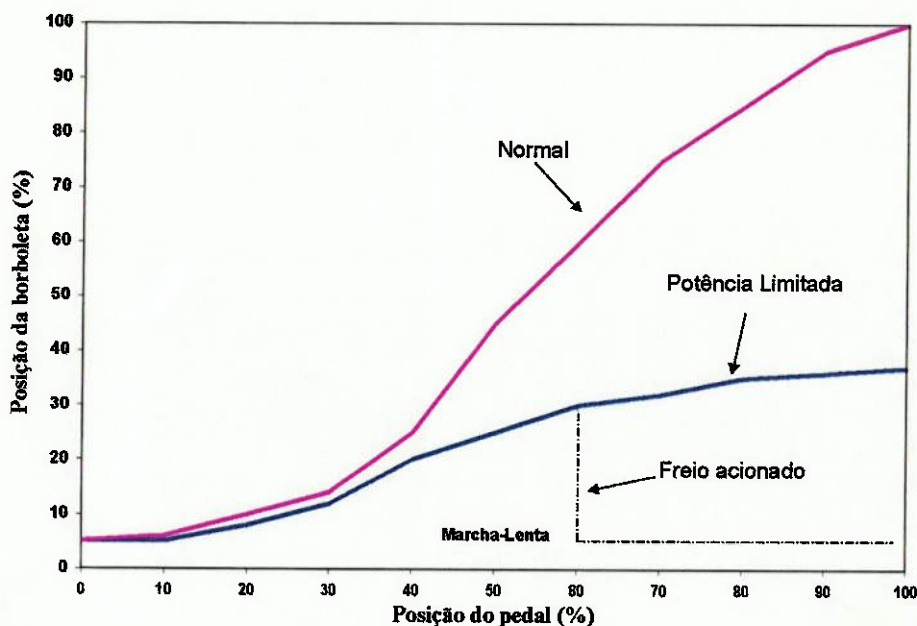


Figura 3.17 - Ações de segurança do ETC da DELPHI AUTOMOTIVE SYSTEMS.

Como pode-se ver, existe a operação normal, determinada pelos dois sensores do pedal do acelerador, a operação em potência limitada, que retorna imediatamente para a marcha-lenta quando o freio é acionado, e como o ETC da BOSCH também existe a operação em marcha-lenta forçada.

3.3 HARDWARE, SENSORES E ATUADORES

Em geral, a configuração dos ETC's encontrados no mercado são bastante semelhantes, e aqui será descrito um destes sistemas desenvolvido pela ROBERT BOSCH GMBH. A figura a seguir contém um esquema do sistema de controle:

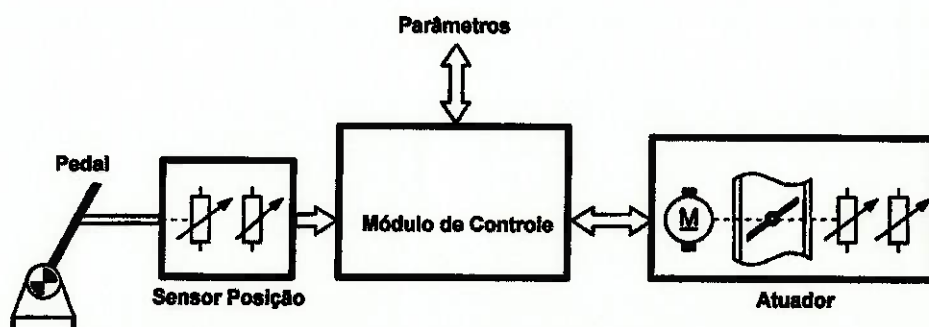


Figura 3.18 - Esquema do sistema de controle.

O microcontrolador utilizado pelo ETC é o mesmo que controla todos os outros sistemas de gerenciamento do motor. São necessárias duas entradas analógicas adicionais para o sensor do pedal do acelerador e uma fonte de tensão para o sensor. O atuador utiliza uma Ponte-H de acionamento, que já era utilizada no atuador de marcha lenta, porém que operava com correntes menores. Para garantir a segurança, um módulo de segurança é adicionado ao sistema. Além disso, é utilizado um segundo sensor de posição da válvula borboleta para trazer melhorias na diagnose do sistema e nas medidas de segurança no caso de falhas.

Os atuadores da válvula borboleta estão num nível bastante otimizado para a produção em massa, com número reduzido de peças e poucas etapas de montagem.

Podem ser utilizados motores DC com redutor, motores de passo e atuadores de movimento rotativo, e a escolha do atuador adequado depende do torque necessário. O torque fornecido pelo motor deve ser suficiente para compensar a força da mola de retorno, o atrito e o torque aerodinâmico do ar no fechamento da válvula. Este torque aerodinâmico, que possui valor máximo numa posição da borboleta próxima de 45 graus (da ordem de 0.4 N·m), depende do diâmetro da borboleta e da potência do motor. Além disso, devem ser previstas condições como depósito de óleo ou poeira ou até mesmo gelo.

Os motores DC apresentam melhor torque por razão de peso e de corrente. Problemas com as escovas e engrenamento podem ser evitados selecionando os materiais adequadamente para as condições de operação do ETC.

O pedal do acelerador é conectado a dois sensores de posição e possui duas molas de retorno por questões de segurança. Estes sensores podem ser adicionados ao pedal do acelerador comum, ou podem fazer parte de um conjunto integrado do pedal de aceleração, juntamente com um elemento de fricção, que proporciona uma histerese na força de operação do pedal. A vantagem em se utilizar o módulo do pedal do acelerador é que evita-se os esforços de calibração.

3.4 SOFTWARE

Os módulos adicionais em relação aos sistemas convencionais são:

- Detecção da posição do pedal, incluindo lógicas de verificação entre os sensores redundantes,
- Controle digital em malha-fechada do atuador:

A BOSCH utiliza um controlador PID não-linear para controlar o atuador. A não-linearidade é utilizada para melhorar o tempo de resposta transitória e a estabilidade em regime permanente. A entrada para a parte proporcional e integral é função do erro entre a posição da válvula comandada e a posição atual, e a parte derivativa é função do gradiente da posição atual.

- Bloco de coordenação, que coordena os comandos do Controle de Marcha Lenta, *Traction Control*, *Cruise Control* e do motorista,
- Funções de diagnóstico e segurança.

Estes módulos podem ser acrescentados ao módulo de controle do motor convencional. Para implementação das funções adicionais descritas no item 3.1.4 é necessário que o sistema de gerenciamento seja baseado no controle de torque, o *Torque Control*.

4. MODELO DINÂMICO DO MOTOR

Um dos resultados deste trabalho foi a modelagem de um motor de combustão interna, conforme será descrito a seguir.

4.1 REPRESENTAÇÃO FÍSICA ESQUEMÁTICA DO MOTOR

A Figura 4.1 abaixo mostra uma representação esquemática do motor, levando em conta os aspectos mais importantes para este projeto, por ora.

De um grosso modo o motorista aciona a borboleta de aceleração, a qual regula a passagem de ar para o coletor de admissão e câmara de combustão. O módulo de injeção calcula a correção a ser feita na vazão de combustível e injeta-o sobre a válvula de admissão. O módulo também calcula e envia o sinal, em função do ponto de operação do motor, do avanço da ignição em relação ao ponto morto superior do cilindro. A mistura queima dentro do cilindro e transmite o torque ao eixo do virabrequim, o qual transmitirá potência ao veículo. Os gases de combustão são expelidos pela tubulação de escape.

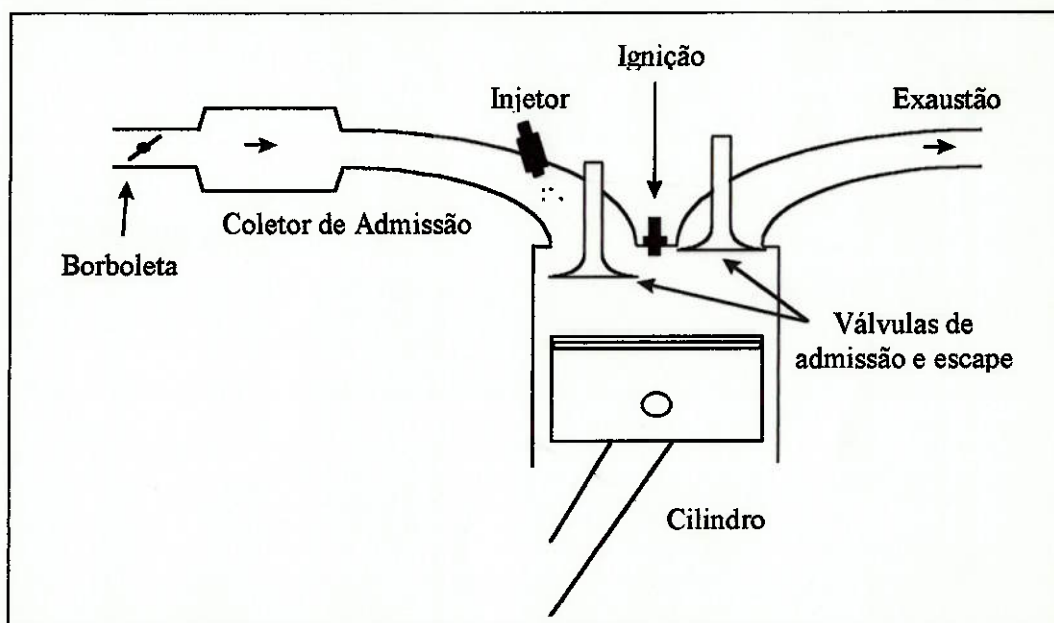


Figura 4.1 - Representação esquemática do motor.

4.2 *MODELAGEM*

Aqui será feito o desenvolvimento do modelo dinâmico do motor a ser controlado. A formulação que será apresentada foi baseada em modelos desenvolvidos na literatura com adaptações para o motor em questão.

Para a formulação do modelo dinâmico não-linear do motor serão descritos e formulados os fenômenos físicos que ocorrem em cada subsistema do motor e as interações entre eles. Os subsistemas podem ser modelados independentemente, e o nível de complexidade de cada um vai depender da necessidade de representação que minimize a distância entre o comportamento de um motor real e o modelo e também da disponibilidade de informações. A modelagem modular permite uma representação mais clara e eficiente de todos os processos envolvidos no funcionamento de um motor de combustão interna.

Os subsistemas a serem modelados são (MOSKWA, 1992):

- **Válvula borboleta**, a qual controla a admissão de ar no motor;
- **Subsistema do coletor de admissão**, que envolve a admissão de ar, combustível e suas dinâmicas;
- **Subsistema de combustão**, onde ocorre a geração de torque na câmara de combustão a partir do comportamento da mistura ar-combustível e da ignição;
- **Dinâmica rotacional**, que descreve a rotação disponível no eixo a partir do torque gerado pelo motor e da carga submetida.

4.2.1 **Válvula Borboleta**

A válvula borboleta se presta ao controle da vazão de ar para dentro do motor a partir de sua posição angular controlada pelo motorista. Um modelo de fluxo unidimensional isoentrópico e compressível através de um orifício foi adotado, visto que produz bons resultados. Considera-se assim que a válvula atua com pressão atmosférica a montante, desprezando as perdas no filtro de ar, e impõe uma perda de carga compressível ao escoamento, sem dissipação térmica; o escoamento do ar se dá apenas no sentido axial do duto de tomada de ar, e é regulado pela área de passagem.

A área é controlada pelo pedal de aceleração, que altera a inclinação α do corpo

da válvula. A área da seção transversal da borboleta por onde o ar escoar é dada então pela seguinte equação (LOPES, 1996):

$$A(\alpha) = \frac{\pi \cdot D^2}{16} (3 - 2 \cdot \cos \alpha - \cos^2 \alpha) \quad (4.1)$$

Admite-se nesta equação que a influência do eixo de articulação da borboleta é desprezível e que o ângulo de batente (fechamento total da válvula) é a 0° . D é o diâmetro da borboleta, em m.

O escoamento de ar através da válvula, por sua característica de compressibilidade, aumenta enquanto a relação P/P_0 (pressão a jusante/pressão a montante) diminui. Até um valor limite desta relação o escoamento se encontra bloqueado, quando então a vazão passa a depender da relação de pressões. As expressões típicas do escoamento compressível são indicadas abaixo (MOSKWA, 1992).

$$\text{Se } \frac{P}{P_0} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\dot{m}_{ai} = C_d \cdot A(\alpha) \cdot \frac{P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \left\{ \frac{2k}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

$$\text{Se } \frac{P}{P_0} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\dot{m}_{ai} = C_d \cdot A(\alpha) \cdot \frac{P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot k^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (4.3)$$

Nestas equações:

- P é a pressão a jusante da borboleta, em Pa;
- P_0 é a pressão atmosférica, também em Pa;
- R é a constante dos gases universais, no caso para o ar, em $\text{N}\cdot\text{m}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;
- T_0 é a temperatura ambiente, em K;
- \dot{m}_{ai} é a vazão de ar pela borboleta, em m^3/s ,
- k é a relação entre C_p e C_v do ar.

O escoamento sobre a borboleta não é exatamente unidimensional, e isto se

reflete no coeficiente de descarga C_d , o qual varia com a posição da borboleta e com a relação de pressões P/P_0 , e é totalmente empírico.

Adota-se como pressão a juzante da borboleta a própria pressão no coletor de admissão. Esta hipótese é válida se desconsiderarmos os efeitos turbulentos no escoamento desde a válvula até o coletor, considerando então o escoamento na válvula o mesmo até o coletor.

4.2.2 Coletor de Admissão

As seguintes hipóteses foram assumidas na formulação do modelo do coletor de admissão:

1. O ar se comporta como um gás ideal;
2. Sistema com uma entrada e uma saída;
3. Uniformidade de temperatura e pressão;
4. Vazão de ar admitida é a que escoar pela válvula borboleta;
5. Vazão de ar absorvida pelos cilindros é função da carga no motor (pressão no coletor) e rotação do eixo motor;
6. Atraso de transporte na injeção da parcela gasosa do combustível é desprezível.

O coletor de admissão possui dois subsistemas que descrevem a sua dinâmica: a dinâmica do ar e a dinâmica do combustível.

4.2.2.1 Dinâmica do ar

A saída de ar do coletor se dá pela sucção realizada pelos cilindros, e pode ser calculada pelo método de velocidade-densidade (*speed-density*) (LOPES, 1996):

$$\dot{m}_{ao} = \frac{N_{cil} \cdot V_{cil} \cdot \eta_v}{4\pi \cdot R \cdot T} \cdot P \cdot \omega_m \quad (4.4)$$

onde:

- N_{cil} é o número de cilindros;

- V_{cil} é o volume de cada cilindro, em m^3 ,
- T é a temperatura do coletor de admissão, em ° Kelvin.

As equações acima consideram que está disponível o valor da pressão no coletor de admissão ao longo do tempo. Como nesta aplicação isto não é verdade, deve-se realizar uma estimativa da pressão, aplicando-se a lei de Dalton e considerando que a variação da temperatura é desprezível frente à variação de pressão. A partir da integração da seguinte equação se obtém a estimativa da pressão.

$$\frac{dP}{dt} = [\dot{m}_{ai} + \dot{m}_o] \cdot \frac{R \cdot T}{V_{col}} \quad (4.5)$$

onde V_{col} é o volume do coletor de admissão, em m^3 .

4.2.2.2 Dinâmica do Combustível

A dinâmica da injeção de combustível nos cilindros é muito complexa, e o modelo adotado aqui considera somente os efeitos dinâmicos mais importantes do ponto de vista do controle, simulação e predição da produção de torque. Assim, a aproximação adotada inclui os atrasos cíclicos relativos ao fechamento da válvula de admissão, a umedecimento da parede do coletor e o algoritmo de injeção. Considerou-se neste caso uma injeção seqüencial (um cilindro por vez).

O modelo descrito relaciona a demanda de combustível calculada e a quantidade de combustível aspirada para dentro do cilindro. Como se trata de um modelo contínuo, os atrasos estimados se referem ao seu valor médio.

O primeiro atraso a se considerar é o atraso médio desde o comando de combustível ao momento de injeção em qualquer cilindro, que pode se situar entre 0 e 180° da rotação do virabrequim. Assim, considerando que não há aceleração instantânea do motor, o atraso médio é:

$$\Delta t_a = \frac{2 \cdot \pi}{N_{cil} \cdot \omega_m} \quad (4.6)$$

No caso de toda a injeção de combustível ocorrer com a válvula de admissão aberta deve-se calcular o atraso entre o início da injeção e o fechamento da válvula — em **rad** — (também desconsiderando aceleração na injeção):

$$\Delta t_b = \frac{\phi_{ivc} - \phi_{inj}}{\omega_m} \quad (4.7)$$

Assim, a média do atraso do comando de combustível ao fechamento da válvula de admissão é:

$$\Delta t_1 = \Delta t_a + \Delta t_b \quad (4.8)$$

Considerando agora que a válvula de admissão se fechou antes do fim da injeção, o combustível remanescente permanecerá por um ciclo do motor (duas revoluções do virabrequim) esperando:

$$\Delta t_2 = \frac{4\pi}{\omega_m} \quad (4.9)$$

O parâmetro γ que representa esta quantidade proporcional de combustível que não foi admitida no ciclo correto é dado por:

$$\gamma = \begin{cases} 1, & \text{se } \phi_{PW} \leq \phi_{ivc} - \phi_{inj} \\ \frac{\phi_{ivc} - \phi_{inj}}{\phi_{PW}}, & \text{se } \phi_{PW} > \phi_{ivc} - \phi_{inj} \end{cases} \quad (4.10)$$

onde ϕ_{PW} é a largura do pulso de injeção, em rad.

Um fenômeno que ocorre na injeção de combustíveis líquidos (como a gasolina) é a formação de uma parede úmida no coletor, retardando a injeção. O parâmetro épsilon (ε) corresponde à parcela de combustível que tem propriedades gasosas durante a injeção, enquanto $(1-\varepsilon)$ é a parcela de combustível depositada. Esta segunda parcela sofre um atraso com constante de tempo τ_f , ambos de difícil determinação teórica, porém obtidos experimentalmente.

A equação da vazão de combustível injetada é:

$$\dot{m}_{fo} = \dot{m}_{ff2} + \dot{m}_{ff3} + \dot{m}_{fs1} \quad (4.11)$$

onde:

$$\dot{m}_{ff2} = \left[\dot{m}_{fc} \Big|_{(t-\Delta t_1)} \cdot \varepsilon \cdot (1-\gamma) \right]_{(t-\Delta t_2)} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_{ff3} = \dot{m}_{fc} \Big|_{(t-\Delta t_1)} \cdot \varepsilon \cdot \gamma \quad (4.13)$$

$$\frac{d}{dt}(\dot{m}_{fs1}) = \frac{\dot{m}_{fc} \Big|_{(t-\Delta t_1)} \cdot (1-\varepsilon) - \dot{m}_{fs1}}{\tau_f} \quad (4.14)$$

A primeira parcela (\dot{m}_{ff2}) corresponde ao escoamento rápido de combustível gasoso que não foi injetado antes do fechamento da válvula de admissão; a segunda parcela (\dot{m}_{ff3}) representa o combustível gasoso injetado no ciclo correspondente ao comando e à terceira parcela (\dot{m}_{fs1}) corresponde à quantidade de combustível líquido que aderiu às paredes do coletor.

4.2.3 Produção de Torque

A combustão e a produção de torque pelo motor de combustão interna possuem uma dinâmica muito mais rápida que o fluxo de ar e combustível, e exceto pelos atrasos de processo — da admissão à ignição, e da ignição à potência — o torque produzido pelo motor é uma constante vezes a eficiência de conversão do combustível, a qual depende da pressão no coletor de admissão e da velocidade de rotação do motor. Da função de torque abaixo obtém-se o torque por unidade de massa de ar nos cilindros:

$$TF = 1,439 \cdot 10^3 \cdot \eta_f \Big|_{esteq} \quad (4.15)$$

$$\eta_f \Big|_{esteq} = \frac{-157,5 + 0,926 \cdot \eta_{CR} + 0,854 \cdot \eta_{MAP} + 0,647 \cdot \eta_N + 0,647 \cdot \eta_{BIL} + 1,037 \cdot \eta_{Vm} + 1,016 \cdot \eta_\phi}{100} \quad (4.16)$$

dados:

$$\diamond \eta_{CR} = 0,729 \cdot \eta_{id} - 0,226 \cdot r_c \quad (4.17)$$

$$\diamond \eta_{id} = [1 - r_c^{(k-1)}] \cdot 100 \quad (4.18)$$

$$\diamond \eta_{MAP} = 42,1 - 4,36 \cdot \left(\frac{P}{100000} \right)^{-0,258} \quad (4.19)$$

$$\diamond \eta_N = 44,6 - 15,1 \cdot N^{-0,088} \quad (4.20)$$

$$\diamond \eta_{BIL} = -108,6 + 145,7 \cdot \left(\frac{B}{L} \right)^{-0,020} \quad (4.21)$$

$$\diamond \eta_{Vm} = 45,7 - 13,8 \cdot V_m^{-0,083} \quad (4.22)$$

$$\diamond \eta_\phi = 37,396 \quad (4.23)$$

onde:

- r_c é a relação de compressão do motor (<1);
- N é a velocidade de rotação do motor, em rpm;
- B é o diâmetro dos cilindros do motor, em m;
- L é o curso dos pistões, em m;
- V_m é o volume do motor, em m^3 .

Além da conversão do combustível obtida acima (para uma mistura estequiométrica) deve-se considerar a influência de dois outros parâmetros na combustão e geração de torque. A primeira influência (AFI) deriva da relação ar-combustível que efetivamente entra nos cilindros (AF_in), indicando indiretamente os limites para queima pobre ou rica de combustível. A outra influência (SI) é exercida pela distância do avanço da ignição (SA) comandado em relação à calibração de MBT (*maximum best torque*). Estas duas influências são obtidas experimentalmente, e podem ser aproximadas pelas seguintes curvas (CHO, 1989):

$$AFI = \cos(7,3834 \cdot (AF_in - 14,7)), \quad 10 \leq AF_in \leq 17 \quad (4.24)$$

$$SI = [\cos(SA)]^{2,875}, \quad -30^\circ \leq SA \leq 30^\circ \quad (4.25)$$

A relação ar-combustível na entrada do cilindro pode ser aproximada por:

$$AF_in = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_{fo}} \quad (4.26)$$

e na saída dos cilindros a relação se mantém a menos do atraso da admissão até a exaustão:

$$AF_out = AF_in \left(t - \frac{\phi_{evo} - \phi_{ivc}}{\omega_m} \right) \quad (4.27)$$

onde a quantidade $\phi_{evo} - \phi_{ivc}$ é a diferença, em rad, entre o fechamento da válvula de admissão e a abertura da válvula de escape.

A massa média de ar em cada cilindro pode ser obtida por:

$$m_{ac} = \dot{m}_{ao} \frac{4\pi}{N_{cil} \cdot \omega_m} \quad (4.28)$$

O torque indicado produzido pode ser então dado por:

$$T_{indi} = \left\{ [m_{ac} \cdot TF \cdot AFI]_{(t-\Delta t_3)} \cdot SI \right\}_{(t-\Delta t_4)} \quad (4.29)$$

Os atrasos Δt_3 e Δt_4 são, respectivamente, os atrasos da admissão à transferência

de potência ao eixo e da ignição à transferência de potência ao eixo:

$$\Delta t_3 = \frac{4,18}{\omega_m} \quad (4.30)$$

$$\Delta t_4 = \frac{1,30}{\omega_m} \quad (4.31)$$

A parcela T_f consumida do torque indicado pelo atrito pode ser aproximada, como sendo (DOBNER, 1982):

$$T_f = 2,5 + 0,05 \cdot \omega_m \quad (4.32)$$

4.2.4 DINÂMICA ROTACIONAL

A dinâmica rotacional do motor pode ser bastante complexa, incluindo os efeitos da variação cíclica da inércia dos componentes girantes, bem como os efeitos torsionais do virabrequim e demais peças e acessórios. Por simplicidade, o eixo (virabrequim) será tratado como um elemento rígido, unindo todas as peças submetidas à rotação:

$$\omega_m = \frac{1}{J_{ef}} \int T_{ap} \cdot dt + \omega_0 \quad (4.33)$$

A inércia total pode ser calculada considerando todos os elementos acoplados ao eixo, como o alternador e o compressor do ar condicionado, pela seguinte fórmula:

$$J_{ef} = \sum J_i, \quad J_i = \frac{J_{comp}}{R^2} \quad (4.34)$$

onde J_{comp} é a inércia do componente e R a razão de rotação do componente:

$$R = \frac{\omega_e}{\omega_{comp}} \quad (4.35)$$

e T_{ap} é o somatório dos torques aplicados ao eixo do motor, incluindo as cargas do veículo e dos componentes.

4.3 DIAGRAMA DE BLOCOS DO MODELO

O modelo descrito acima foi implementado por meio de um diagrama de blocos no MATLAB[®], utilizando o Simulink[®]. Os diferentes níveis deste diagrama estão apresentados abaixo:

Simulação de Motores de Combustão Interna

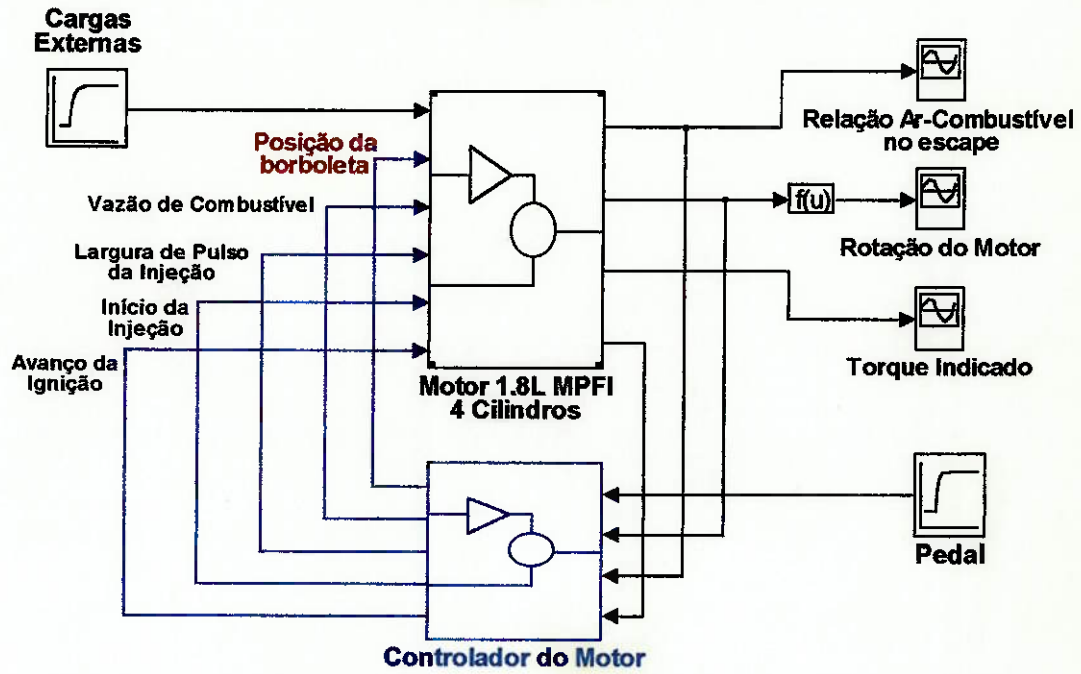


Figura 4.2 - Bloco principal do motor.

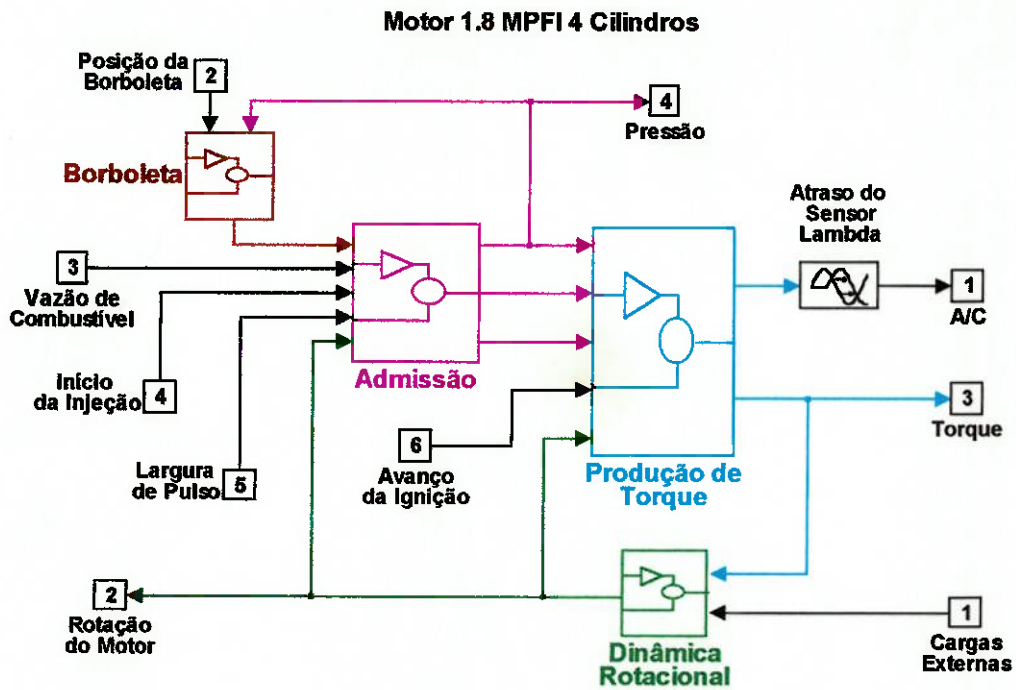


Figura 4.3 - Subsistemas do motor

Borboleta

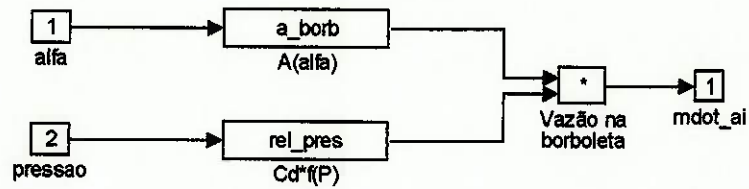


Figura 4.4 - Subsistema da Borboleta

Admissão

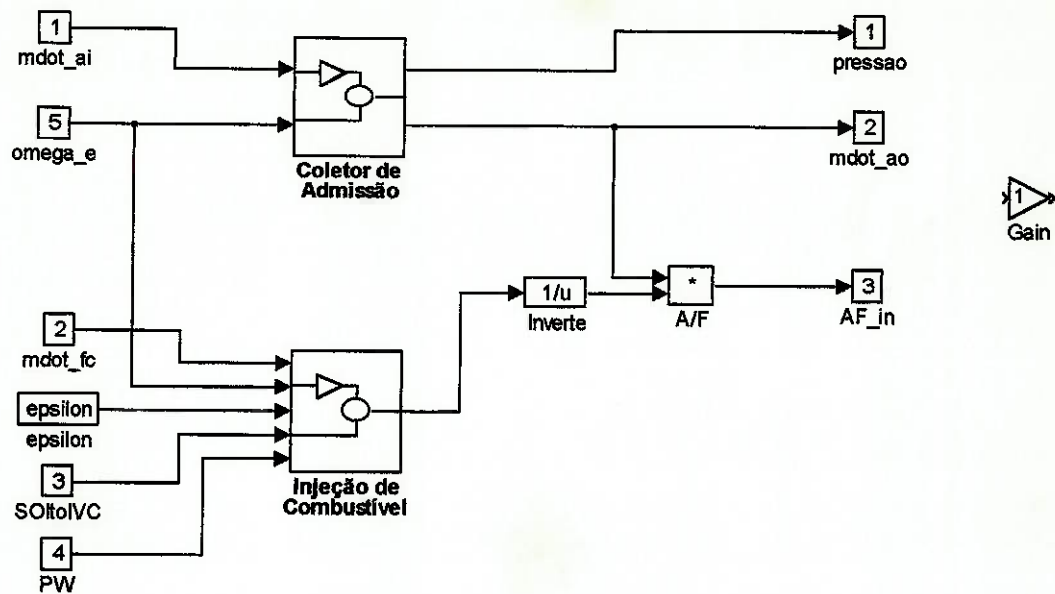


Figura 4.5 - Subsistema da Admissão

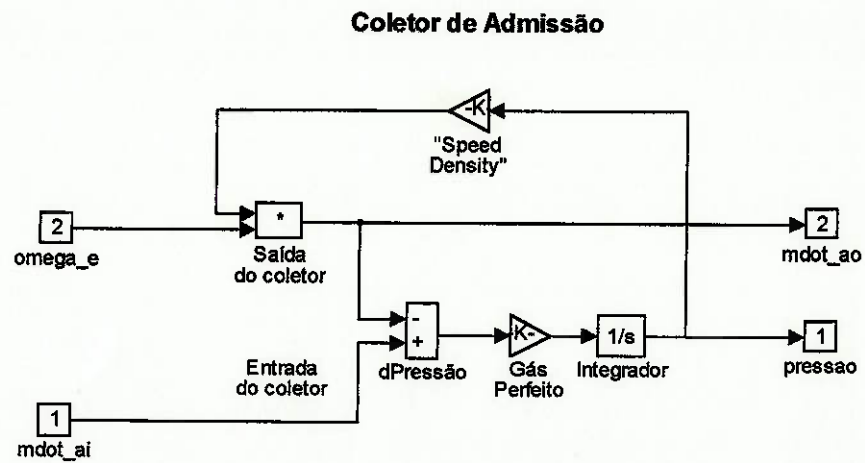


Figura 4.6 - Detalhe do Subsistema de Admissão - Coletor de Admissão

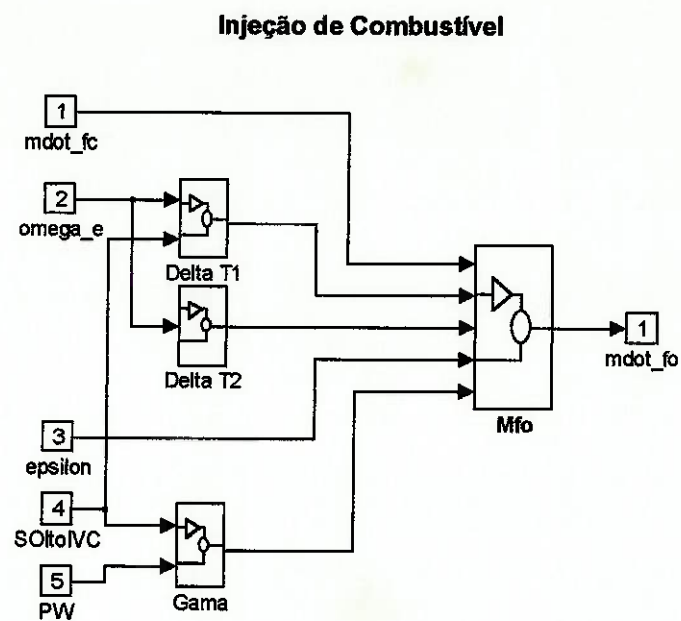


Figura 4.7 - Detalhe do Subsistema de Admissão - Injeção de Combustível

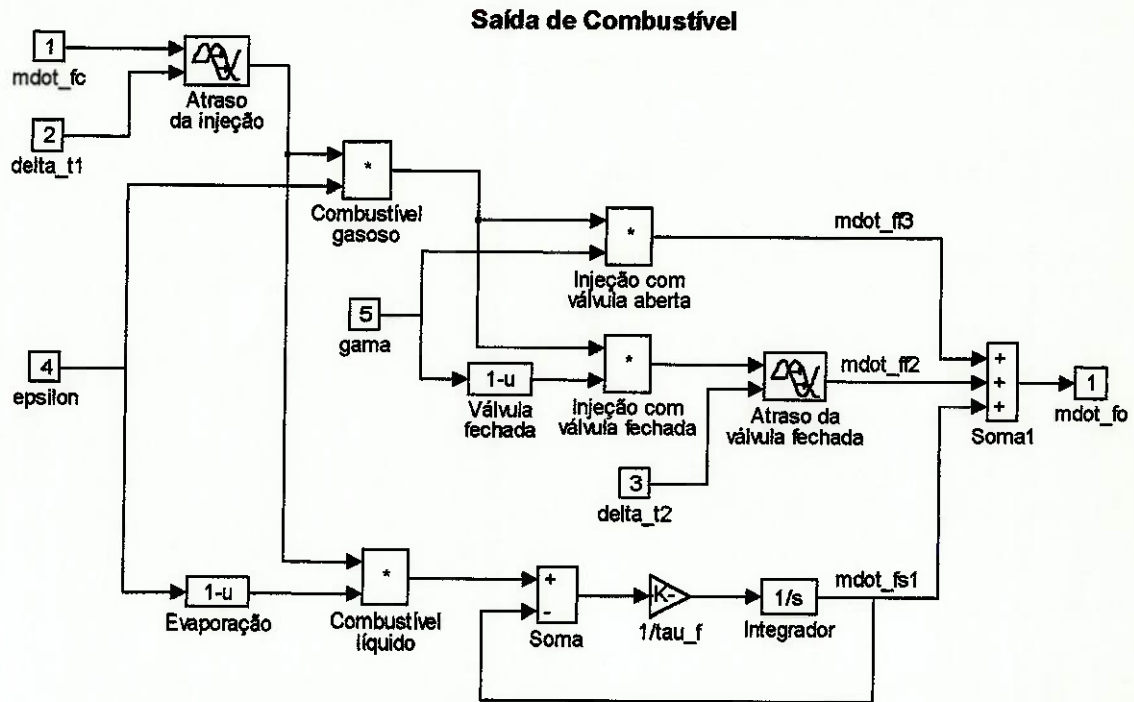


Figura 4.8 - Detalhe do Subsistema de Admissão - Injeção de Combustível - Saída de Combustível

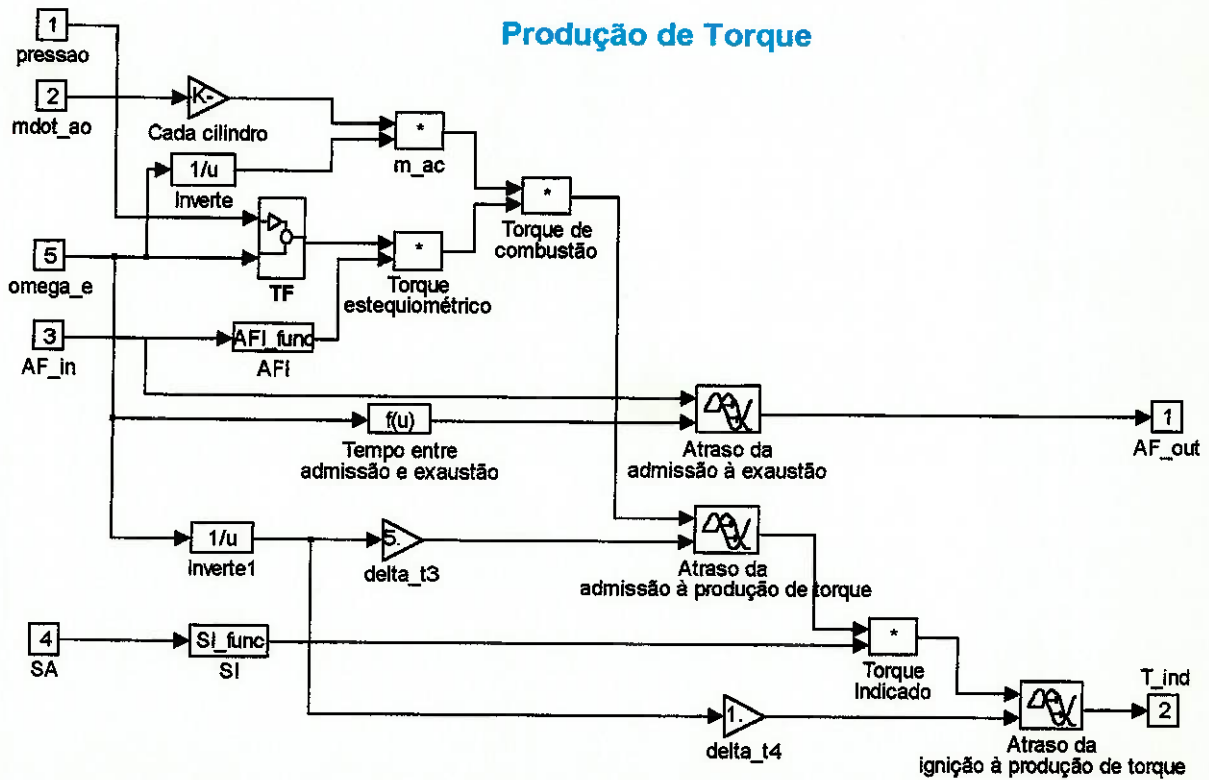


Figura 4.9 - Subsistema de Produção de Torque

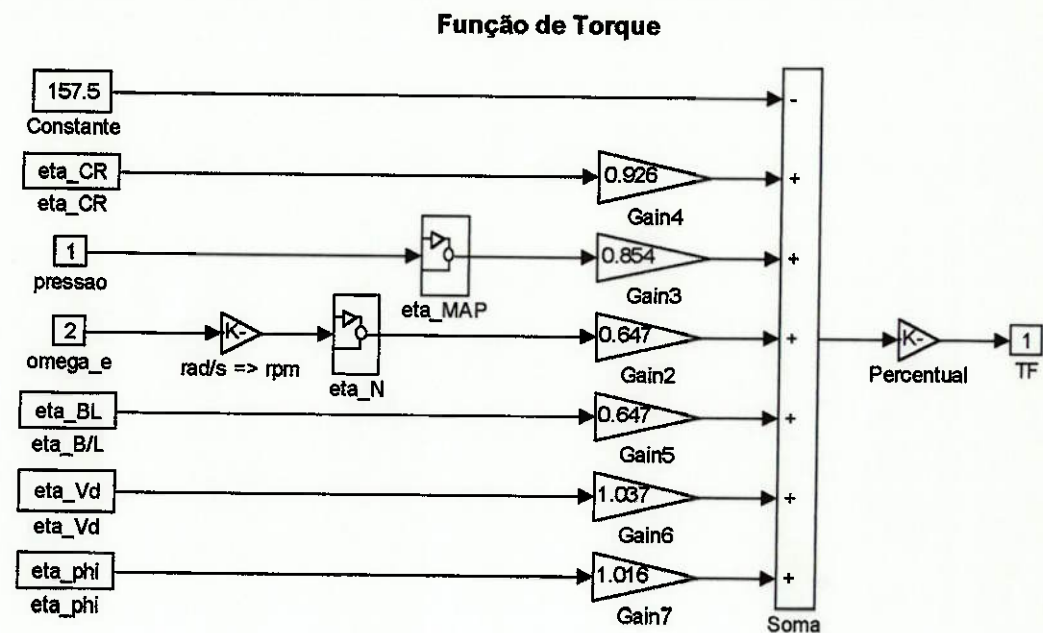


Figura 4.10 - Detalhe do Subsistema da Produção de Torque - Função de Torque (TF)

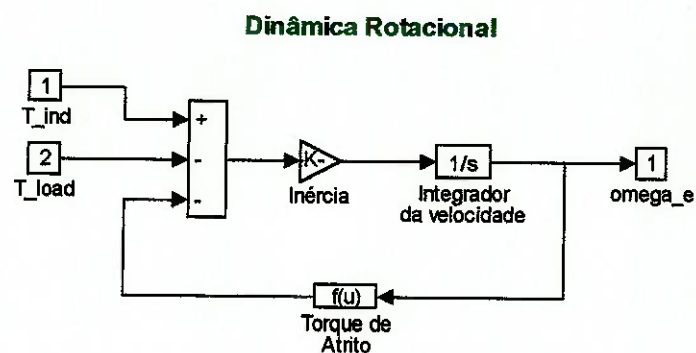


Figura 4.11 - Subsistema da Dinâmica Rotacional

5. AVALIAÇÃO DO NÍVEL DE EMISSÕES

Os motores de combustão interna são grandes fontes de poluição do ar, sendo que os gases de escape provenientes da combustão contêm em sua composição gases tóxicos como óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e compostos orgânicos não queimados ou parcialmente queimados (HC). A quantidade relativa de cada um destes gases depende do projeto do motor, e são mais ou menos da ordem de: NO_x – 500 a 1000 ppm ou 20 g/kg de combustível, CO – 1 a 2% ou 200 g/kg de combustível, e HC – 3000 ppm ou 25 g/kg de combustível.

Modelar a composição dos gases que deixam a câmara de combustão é uma tarefa bastante complexa. Geralmente as concentrações reais destes poluentes nos gases de escape diferem dos valores calculados nas condições de equilíbrio químico. Assim, para obter-se os níveis de emissões de um motor de combustão interna é importante considerar detalhadamente os mecanismos químicos pelos quais os produtos da combustão são formados, assim como a cinética destes processos.

Uma variável importante para a avaliação do nível de emissões é a relação ar-combustível λ . A Figura 5.1 a seguir mostra qualitativamente como varia a composição dos gases de escape em função deste parâmetro.

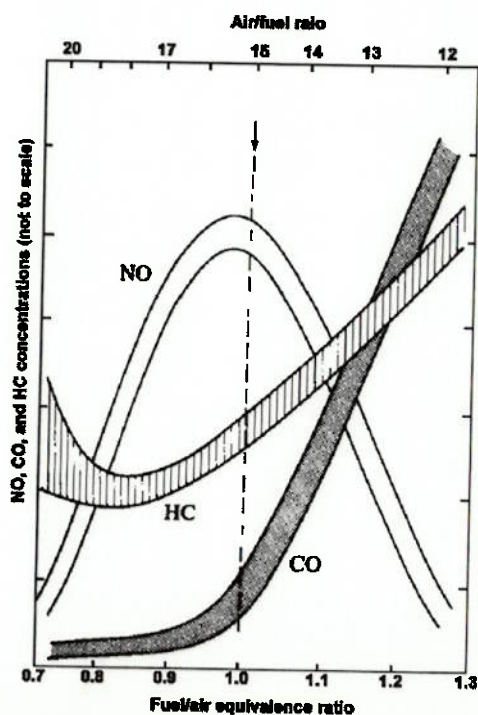


Figura 5.1 – Variação das concentrações de HC, CO, e NO nos gases de escape de um motor de ignição por centelha em função da razão combustível/ar (HEYWOOD, 1988).

Diversas técnicas de controle de emissões tornam-se necessárias para reduzir as emissões destes três poluentes, em toda a faixa de funcionamento do motor.

Uma das soluções que vem sendo adotada pela indústria automobilística é a utilização do conversor catalítico, cuja função é acelerar a reação química que converte os gases poluentes em CO_2 , N_2 e vapor d'água.

A eficiência de conversão de um catalisador é a razão entre a taxa de remoção de massa do elemento no catalisador e a vazão mássica do elemento entrando no catalisador. Por exemplo, para o HC:

$$\eta_{cat} = \frac{\dot{m}_{HC,in} - \dot{m}_{HC,out}}{\dot{m}_{HC,in}} = 1 - \frac{\dot{m}_{HC,out}}{\dot{m}_{HC,in}} \quad (5.1)$$

Esta eficiência depende da temperatura. Para temperaturas suficientemente altas, as eficiências de conversão são tipicamente de 98 a 99% para o CO e 95% ou mais para o HC. Em temperaturas baixas, entretanto, o catalisador é ineficiente, na chamada temperatura de "light-off" o conversor catalítico passa a apresentar eficiência acima de 50%. Atualmente vêm se adotando soluções para diminuir este tempo de aquecimento do catalisador.

Um conversor catalítico de três vias converte os três tipos de poluentes simultaneamente, e sua eficiência depende da relação ar-combustível, conforme pode ser visto na Figura 5.2.

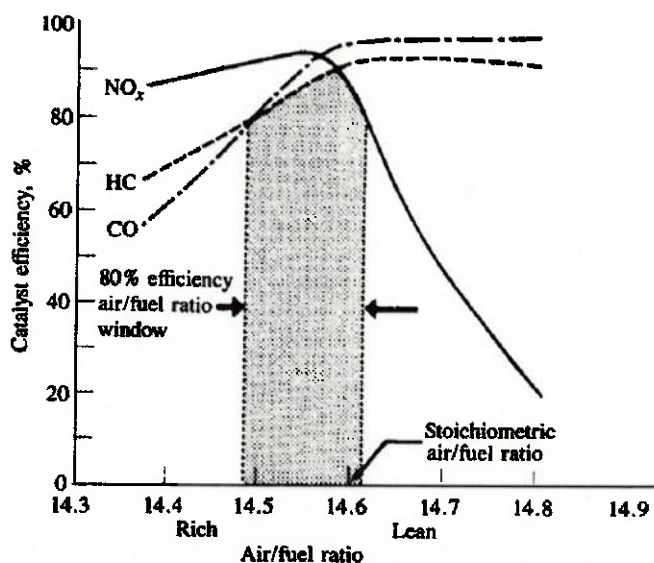


Figura 5.2 – Eficiência de conversão para NO, CO e HC para um catalisador de três vias, em função da relação ar/combustível na exaustão (HEYWOOD, 1988).

Assim, um sistema de malha-fechada para o controle das emissões deve manter a relação ar-combustível dentro desta faixa de tolerância.

O desenvolvimento de tecnologia para o controle das emissões veiculares acelerou-se com o cada vez maior rigor das regulamentações. Nos anos 70 iniciou-se o desenvolvimento em países como a Alemanha, Estados Unidos e Japão. No Brasil o responsável pela legislação é o PROCONVE (Programa de Controle de Poluição de Ar por Veículos Automotores), criado pelo Conselho Nacional de Meio Ambiente, que regulamentou os níveis de poluentes por veículo e o prazo que esta regulamentação entra em vigor.

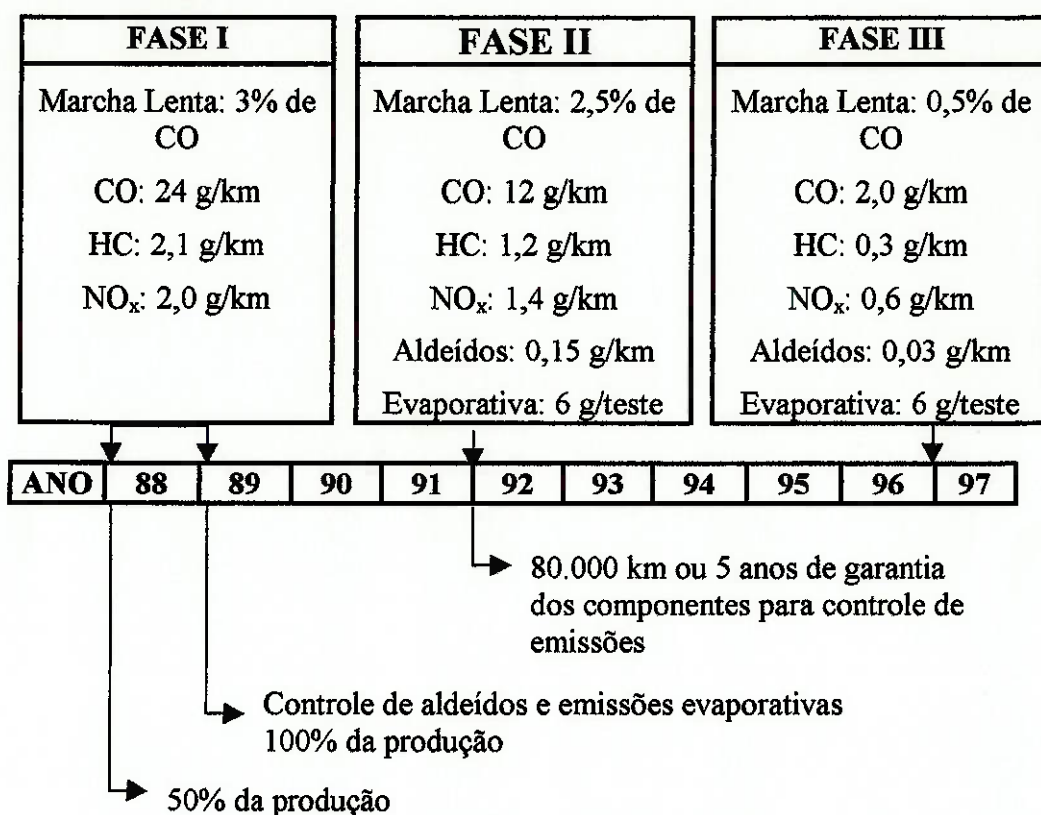


Figura 5.3 – Regulamentação de emissões no Brasil.

O PROCONVE utiliza o ciclo FTP-75 (Federal Test Procedure) para simular condições de dirigibilidade urbana. Este ciclo está ilustrado na Figura 5.4 a seguir:

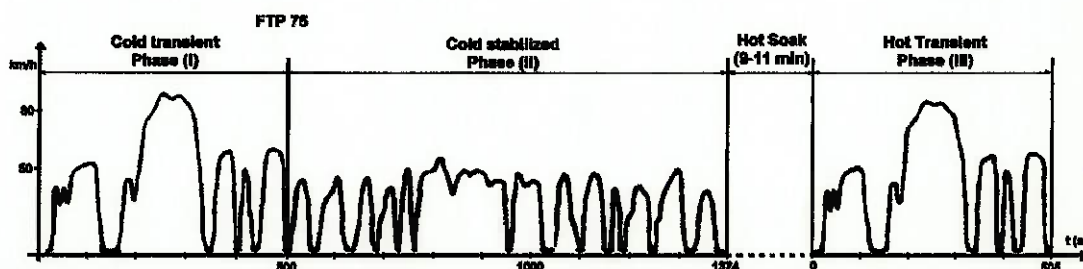


Figura 5.4 – O ciclo urbano FTP-75.

As características do teste são:

Distância: 17,8 km	Velocidade máxima: 91,2 km/h
Duração total: 1877 s	Velocidade média: 34,1 km/h

O ciclo está dividido em três fases distintas: transiente frio, frio estabilizado e transiente quente. Essas três fases possuem temperaturas e fluxos diferentes dos gases de combustão.

6. SENSORES E ATUADORES

Neste item serão descritos todos os sensores e atuadores necessários aos sistemas de controle de injeção de combustível e da válvula de aceleração.

6.1 *SENSOR DE POSIÇÃO DA BORBOLETA DE ACELERAÇÃO (TPS)*

Para a leitura da posição da válvula borboleta é utilizado um potenciômetro, que fornece uma tensão elétrica em função da posição angular da borboleta. O sinal proveniente deste sensor tem como funções transmitir informações sobre a carga do motor para o sistema de injeção eletrônica e para o controlador da válvula borboleta, além do sistema de ignição eletrônica e controle de ar da marcha-lenta.

Um sensor para este tipo de aplicação da RUF – SOLUTIONS IN SENSOR TECHNOLOGY apresenta as seguintes especificações:

<i>Resistência</i>	<i>1K a 5KΩ</i>
<i>Linearidade</i>	<i>1% a 3% Vs</i>
<i>Temperatura de operação</i>	<i>-40° a 160°C</i>
<i>Vida operacional</i>	<i>Acima de 10 milhões de ciclos</i>
<i>Tensão de alimentação</i>	<i>5V + 10%</i>
<i>Tensão de saída</i>	<i>5% a 95% Vs</i>
<i>Corrente</i>	<i>10 a 30 μA</i>
<i>Ambientais</i>	<i>Testado para atender aos requisitos da indústria automotiva</i>

Com o acelerador eletrônico utilizam-se geralmente dois destes sensores, para garantir a segurança do sistema.

Pelo fato da resposta deste tipo de sensor ser muito rápida, no modelo de simulação desenvolvido neste projeto não foi incluída a dinâmica deste potenciômetro.

6.2 *SENSOR DE POSIÇÃO DO PEDAL (PPS)*

Este sensor tem como função, num veículo equipado com ETC, enviar ao controlador do sistema a posição angular do pedal de aceleração. Da mesma maneira

que o TPS, o PPS é um potenciômetro que envia ao controlador um sinal na forma de tensão elétrica em função da posição do pedal.

Um sensor da RUF – SOLUTIONS IN SENSOR TECHNOLOGY para esta aplicação específica possui as seguintes características:

<i>Resistência</i>	<i>1K a 5KΩ</i>
<i>Linearidade</i>	<i>1% a 3% Vs</i>
<i>Temperatura de operação</i>	<i>-40° a 125°C</i>
<i>Vida operacional</i>	<i>Acima de 10 milhões de ciclos</i>
<i>Tensão de alimentação</i>	<i>5V + 10%</i>
<i>Tensão de saída</i>	<i>5% a 95% Vs</i>
<i>Corrente</i>	<i>10 a 30 μA</i>
<i>Ambientais</i>	<i>Testado para atender aos requisitos da indústria automotiva</i>

Dois destes sensores são geralmente utilizados por questões de segurança. No modelo de simulação este potenciômetro também foi considerado como “ideal”, como o TPS.

6.3 SENSOR DE PRESSÃO ABSOLUTA DO COLETOR DE ADMISSÃO (MAP)

Este sensor fornece informações a respeito da pressão no coletor de admissão, na forma de um sinal de tensão. Uma outra função deste sensor é utilizar estes valores para determinar a pressão atmosférica e fazer correções no valor da pressão absoluta.

A Figura 6.1 mostra a foto de sensores de pressão da DELPHI AUTOMOTIVE SYSTEMS e a Tabela 6.1, algumas características operacionais de um sensor de pressão.



Figura 6.1 – Sensores de Pressão.

Tabela 6.1 - Sensor MAP – Pressão x Saída de Tensão.

BAR	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
kPa	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
V	4,9	4,4	3,8	3,3	2,7	2,2	1,7	1,1	0,6	0,3	0,3

6.4 *SENSOR DE TEMPERATURA DO AR*

Este sensor pode ser utilizado para medir a temperatura do ar no coletor de admissão, no duto de ar de admissão e no filtro de ar, transmitindo estas informações ao sistema de controle do motor.

Os sensores de temperatura do ar são dispositivos que variam sua resistência inversamente proporcional à temperatura.

Sensores de temperatura da DELPHI AUTOMOTIVE SYSTEMS podem ser vistos na Figura 6.2, enquanto que as especificações de um sensor para o coletor de admissão são:

<i>Tensão de alimentação</i>	<i>5V dc</i>
<i>Temperatura de operação</i>	<i>-40°C a 135°C</i>
<i>Resistência a 25°C</i>	<i>2830Ω</i>
<i>Acurácia (±°C)</i>	
<i>-40°C a 135°C</i>	<i>0,8</i>
<i>135°C a 150°C</i>	<i>1,1</i>



Figura 6.2 – Sensores de Temperatura do Ar.

A dinâmica deste sensor também foi considerada desprezível no modelo de simulação.

6.5 *SENSOR DE VELOCIDADE DIGITAL*

Este sensor pode ser utilizado para medir a velocidade do motor ou do veículo necessárias para o sistema de controle de rotação da marcha-lenta, sistema de ignição eletrônica, controle de transmissão, *Cruise Control* e ABS.

No caso deste projeto, este também deverá fornecer a rotação do motor a cada instante para que o acelerador eletrônico comande uma abertura de borboleta em função da velocidade.

Um sensor da DELPHI AUTOMOTIVE SYSTEMS pode ser visto na Figura 6.3, e possui as seguintes especificações:

Tensão de saída 5V para VCC
Temperaturas de operação -40°C a 150°C
Ambiente

O sensor é projetado para suportar salinidade, humidade, mudanças térmicas, fluidos automotivos e ambientes automotivos em geral



Figura 6.3 – Sensor de Velocidade.

6.6 SENSOR DE TEMPERATURA DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO (CTS)

A temperatura do líquido de arrefecimento é uma das entradas para controlar a injeção de combustível, pois fornece informações a respeito da temperatura de funcionamento do motor, também para controlar o ponto eletrônico de ignição, o ar da marcha-lenta, as emissões evaporativas (purga do cânister) e a embreagem do compressor do condicionador de ar.

O sensor de temperatura do líquido de arrefecimento é um termistor montado na linha do líquido de arrefecimento, cuja resistência varia conforme a temperatura do líquido. Temperatura baixa gera resistência alta, aproximadamente 2500Ω a 20°C. À medida que a temperatura aumenta, a resistência do sensor diminui a aproximadamente 185Ω a 100°C.

A queda de tensão no sensor varia de 0 a 5V. Esta voltagem, lida pelo controlador, diminui em relação ao aumento da temperatura do líquido, portanto a desconexão do sensor do líquido de arrefecimento simula motor frio, e o curto-circuito no sensor simula motor quente.

A Figura 6.4 mostra um sensor deste tipo.



Figura 6.4 – Sensor de Temperatura do Líquido de Arrefecimento.

6.7 SENSOR DE OXIGÊNIO

O sensor de oxigênio é instalado no escapamento do veículo para fornecer informações a respeito da relação entre os gases de escape que saem do motor, para que o sistema de injeção de combustível possa operar em malha-fechada.

O ar entra pelo centro do elemento de zircônia do sensor. O elemento de zircônia é ativado pelo calor dos gases de escape ao redor. Íons de oxigênio passam pelo elemento para o eletrodo externo. O efeito é criar uma simples célula eletroquímica que desenvolve uma tensão entre os dois eletrodos. O elemento de zircônia ajusta esta tensão de saída em resposta à presença ou ausência de oxigênio no gás de escape. À medida que a mistura ar-combustível torna-se mais pobre, a concentração de oxigênio nos gases de escape aumenta e a tensão de saída cai para zero. Quando a mistura enriquece, a concentração de oxigênio diminui e a tensão de saída atinge 1V. Este sinal é usado em combinação com outros componentes para efetivamente controlar a injeção correta de combustível.

A Figura 6.5 ilustra um esquema de um sensor de oxigênio, e a Figura 6.6 mostra sensores da DELPHI AUTOMOTIVE SYSTEMS.

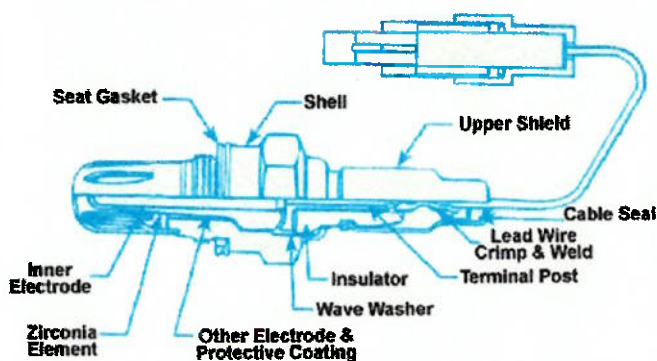


Figura 6.5 – Esquema de um Sensor de Oxigênio.



Figura 6.6 – Sensor de Oxigênio.

No modelo de simulação desenvolvido aqui neste projeto, dada a sua complexidade, a dinâmica do sensor foi aproximada por um simples atraso, com um tempo de 10 ms.

A entrada do sensor é a relação ar-combustível dos gases de escape do motor, e a função de transferência é:

$$G(s) = e^{-0,01s} \quad (6.1)$$

6.8 INJETOR DE COMBUSTÍVEL

O injetor é uma válvula eletromagnética cuja finalidade é atomizar combustível para dentro do motor. A passagem de combustível é aberta de acordo com a intensidade da corrente e a tensão recebida do módulo de controle eletrônico, e seu fechamento é feito pela ação da própria mola que existe no seu interior.

A Figura 6.7 mostra a foto de um injetor de combustível.



Figura 6.7 – Injetores de Combustível.

Para este projeto utilizou-se um injetor com as seguintes características:

Vazão estática	150g/min
Vazão dinâmica	4,9 mg/ciclo
Ciclo	2,5ms
Pressão de trabalho	3 bar

Desta forma a seguinte relação foi implementada no simulador:

$$\phi_{PW} = \frac{SOI_{toIVC} \cdot \dot{m}_{fc} \cdot \text{Ciclo}}{\text{VazãoDinâmica}} \quad (6.2)$$

6.9 ATUADOR DA VÁLVULA DE ACELERAÇÃO

O atuador da válvula de aceleração deve a partir de um sinal elétrico vindo do módulo de controle, posicionar a borboleta de acordo com o mapa de calibração.

Existem algumas opções de atuadores já utilizados em aplicações deste tipo, como motores DC e motores de passo.

Neste projeto foi utilizado um motor DC com redutor, por ser atualmente o tipo de atuador mais utilizado comercialmente para aplicação em ETC's, sendo vantajoso em termos de custo, e apresentar maior relação torque/peso e torque/corrente. A desvantagem em relação aos outros tipos de atuadores são as escovas e a presença de folgas no engrenamento, que dificulta o controle do sistema.

A Figura 6.8 mostra um atuador comercializado pela ROBERT BOSCH GMBH, com motor DC e engrenamento com duas reduções.

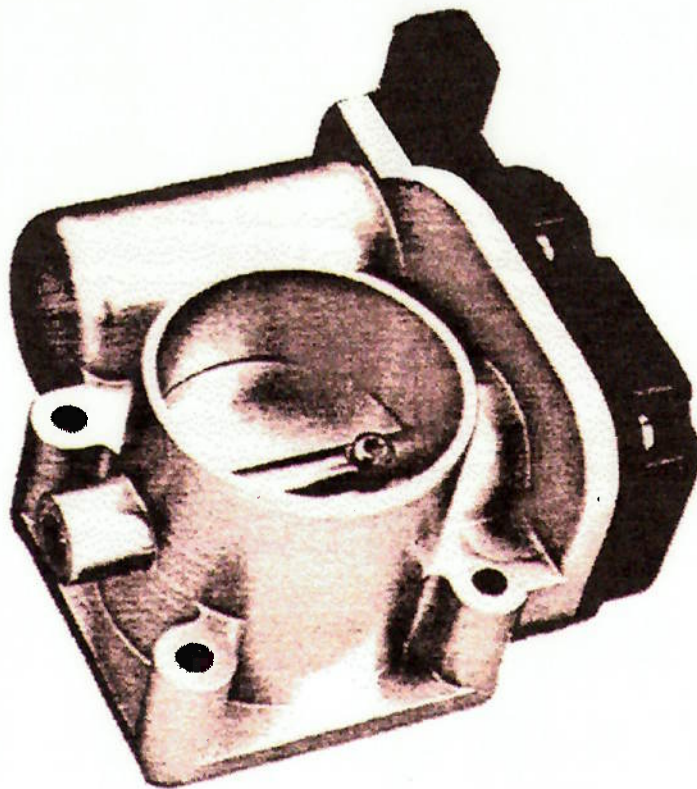


Figura 6.8 – Atuador da Válvula de Aceleração.

Este atuador será utilizado como referência para este projeto, servindo como modelo para ser incorporado no simulador e para que o projeto do controlador de posição seja feito, visando controlar melhor a relação ar/combustível que alimenta o motor.

As especificações do motor DC são:

<i>Resistência</i>	<i>1,4 Ω</i>
<i>Indutância</i>	<i>0,9 mH</i>
<i>Corrente s/ carga</i>	<i>< 0,8 A</i>
<i>Velocidade s/ carga</i>	<i>4500 rpm</i>
<i>Torque máximo</i>	<i>210 Nmm</i>
<i>Corrente máxima</i>	<i>9,5 A</i>
<i>Momento de inércia</i>	<i>40 gcm²</i>
<i>Relação de redução total</i>	<i>20 : 1</i>

O modelo dinâmico do atuador da válvula de aceleração será apresentado no item 10, juntamente com o projeto do controlador.

7. TÉCNICAS DE CONTROLE

Controlar um motor de combustão interna não é uma tarefa simples, em primeiro lugar devido à grande complexidade dos fenômenos físicos e químicos que regem o seu funcionamento. O motor é um sistema de múltiplas entradas e múltiplas saídas, possui um comportamento não-linear, com diferentes regiões de operação, o que significa variação de seus parâmetros ao longo do tempo. Além disso, possui uma dinâmica bastante rápida, exigindo ações de controle rápidas e eficientes.

Muitos trabalhos já vêm sendo desenvolvidos na tentativa de se encontrar a técnica de controle mais adequada para este tipo de aplicação, levando em conta a precisão do controle, a robustez e a implementação em tempo-real. Os controles adaptativos são grandes candidatos, por serem inerentemente não-lineares, resolvendo o problema da variação da dinâmica do motor com a condição de operação.

Uma primeira alternativa é o *Gain Scheduling* ou PID não-linear. Pode-se dizer que o *Gain Scheduling* é um controle adaptativo de malha-aberta, onde os ganhos do PID são alterados em função das regiões de operação da planta, porém sem um *feedback* agindo para corrigir a variação destes ganhos. Desse modo estes ganhos podem ser calculados *off-line* e armazenados em memória, permitindo que o processamento seja mais rápido. A desvantagem em relação aos controles adaptativos é que se os parâmetros da planta mudarem imprevisivelmente os ganhos não se ajustarão correspondentemente.

Um diagrama de blocos desta técnica de controle poder ser visto na Figura 7.1 a seguir:

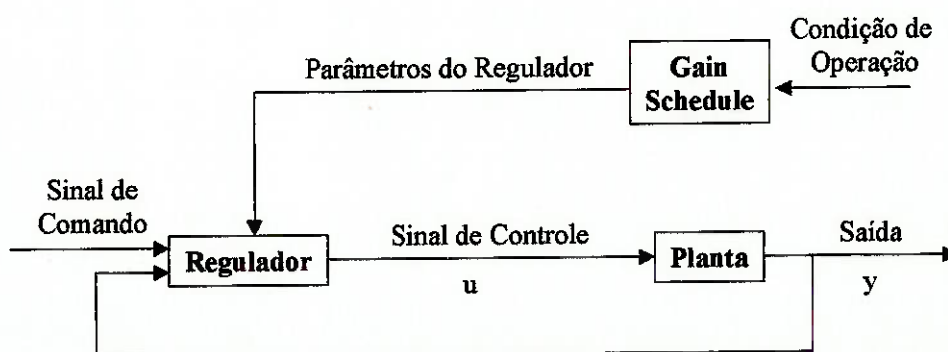


Figura 7.1 – Diagrama de Blocos de um Sistema com Gain Scheduling.

Os controles adaptativos propriamente ditos alteram os ganhos do controlador em malha-fechada, como é o caso dos MRAS (*Model-Reference Adaptive Systems*).

O diagrama de blocos desta técnica de controle encontra-se na Figura 7.2 abaixo:

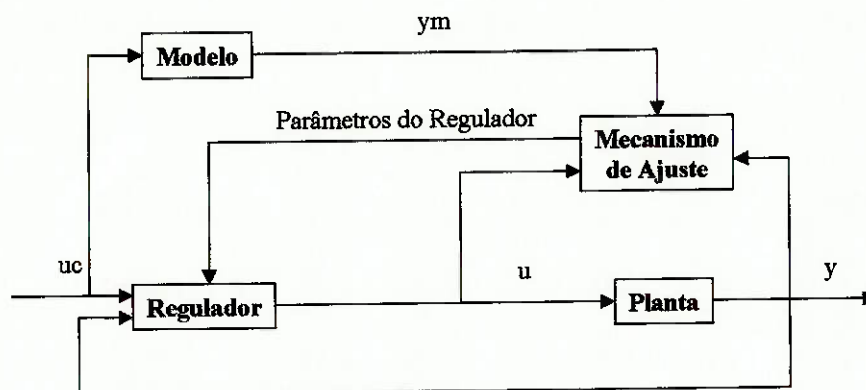


Figura 7.2 – Diagrama de Blocos de um MRAS (*Model-Reference Adaptive System*).

Dado um sinal de referência, um modelo representativo da planta a ser controlada calcula a saída ideal do sistema, e os parâmetros do regulador são ajustados de forma que o erro entre a saída real e a saída ideal calculada pelo modelo seja mínimo.

A desvantagem deste tipo de controle é o tempo de processamento, já que cálculos complexos, muitas vezes utilizando manipulação de matrizes, são realizados *on-line*.

Muitas outras técnicas vêm sendo estudadas para aplicação no controle de motores de combustão interna, como o GPC (Controle Preditivo Generalizado), o *Sliding Mode*, Filtro de Kalmann, Lógica Fuzzy, Redes Neurais e técnicas de Controle Ótimo.

Geralmente estas técnicas consomem muito tempo de processamento e/ou exigem conhecimentos concretos dos objetos de controle, incluindo os sensores e atuadores. No caso de um motor de combustão interna, seria necessário utilizar *hardware* com desempenho superior para que o controlador funcionasse em tempo-real para acompanhar a dinâmica do motor. O custo de tais equipamentos é ainda elevado, o que atualmente inviabiliza a sua utilização comercialmente. Porém esta situação está mudando de figura, a tendência no futuro é que a utilização do Controle Moderno se popularize na forma de muitas aplicações comerciais.

Por estes motivos, a técnica de controle selecionada para aplicação neste projeto é o *Gain Scheduling*, cujo projeto será descrito nos itens a seguir.

8. CONTROLE DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL

Até pouco tempo atrás o controle da mistura ar-combustível era feito pelo carburador, um dispositivo mecânico que injeta a quantidade de combustível correta em função da quantidade de ar aspirada pelo motor e de suas condições de operação.

Com o desenvolvimento e a popularização dos sistemas de controle eletrônicos, esta dosagem de combustível vem sendo realizada eletronicamente, através de um controlador que comanda uma válvula eletromagnética, o injetor de combustível. Estes sistemas apresentam maior flexibilidade que os sistemas mecânicos, e melhorias consideráveis têm sido observadas no nível de emissões de poluentes, no consumo de combustível e na *performance* destes veículos.

Estes sistemas de controle de injeção operam em malha-fechada, corrigindo o valor do comando de combustível em função da relação ar-combustível dos gases de escape.

Os maiores desvios da relação λ se dão nos transitórios, pelo fato da dinâmica do ar ser mais rápida que a dinâmica de combustível. Assim sendo, os requisitos de um sistema de controle da mistura ar-combustível devem ser feitos em função da resposta transitória.

Com a utilização do ETC este controle pode ser aprimorado, já que se tem mais um parâmetro onde se pode atuar pelo controlador, que é a vazão de ar. Desta forma, o projeto do controlador deve tentar ajustar as melhores respostas transitórias das vazões de ar e de combustível para fornecer uma relação λ adequada.

Partindo dessas considerações, algumas estratégias de controle foram sugeridas e avaliadas, e a que foi implementada neste projeto está representada na Figura 8.1 a seguir:

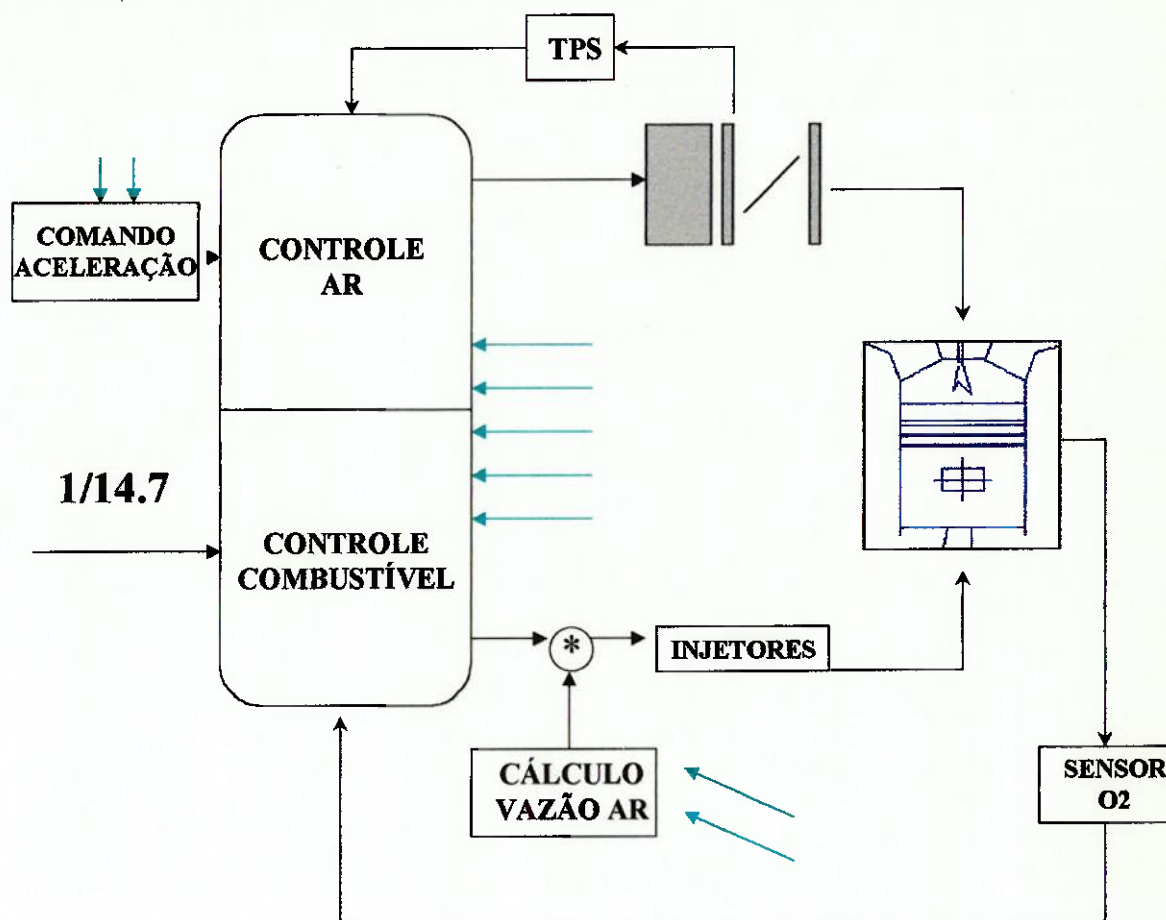


Figura 8.1 – Estratégia de controle.

O sistema é composto por dois controladores independentes: um para o controle da válvula borboleta e outro para o controle da injeção de combustível.

O *setpoint* do controlador da válvula borboleta é a abertura determinada pelo módulo de comando de aceleração. Este módulo lê a posição do pedal do acelerador e determina a abertura desejada de acordo com parâmetros do motor. A malha é fechada através da leitura do sensor de posição da válvula de aceleração.

Para a injeção de combustível, o *setpoint* é a relação estequiométrica combustível-ar, fechando-se a malha através do sensor de oxigênio instalado no escapamento. O comando de combustível é o produto entre a vazão de ar e o sinal de atuação vindo do controlador. Esta vazão de ar pode ser calculada em tempo-real pelas equações (4.1) a (4.3).

Um motor de combustão interna possui inúmeras regiões de operação, e um controlador não-linear deve ser utilizado. Por este motivo, o controlador precisa ler alguns sinais dos sensores do motor que definem as diversas regiões de operação.

Os ítems que seguem versarão sobre o projeto destes dois controladores, na seguinte ordem:

- Projeto do controlador de injeção de combustível,
- Projeto do controlador da válvula de aceleração,
- Análise dos resultados,
- Implementação digital dos controladores.

9. PROJETO DO CONTROLADOR DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

O controlador de injeção de combustível tem como função regular a entrada de combustível em função da vazão de ar a fim de manter a relação ar-combustível estequiométrica.

O projeto do controlador de injeção de combustível inicia-se com a determinação da planta. Dentro do modelo apresentado, e considerando que o motor e o catalisador estejam em temperatura de operação, fazem parte da dinâmica do combustível o bloco de injeção de combustível, o atraso da injeção à exaustão do ciclo do motor e o atraso do sensor lambda de oxigênio. Além disso, a vazão de ar no coletor também se inclui na planta pois é empregada para calcular a relação ar-combustível. A Figura 9.1 abaixo mostra um esquema da dinâmica do combustível desde sua injeção até a exaustão na saída de gases na forma de mistura com o ar, com o detalhe da injeção de combustível ser a mesma mostrada na Figura 4.7.

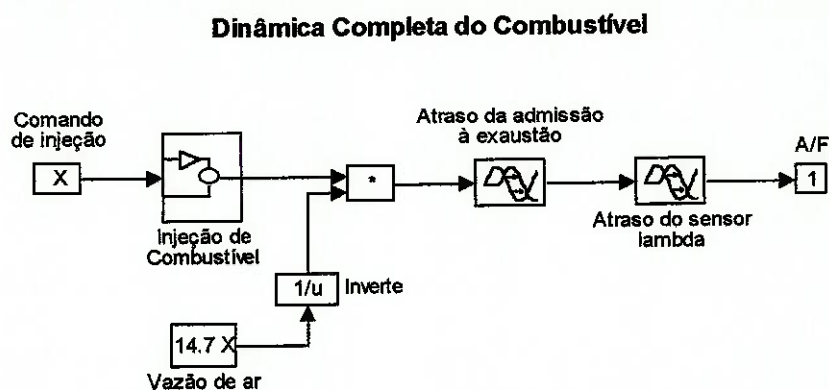


Figura 9.1 - Dinâmica do combustível desde a injeção até a exaustão.

9.1 LINEARIZAÇÃO DO MODELO

O modelo real da dinâmica do combustível é não-linear, uma vez que depende da velocidade de rotação e da própria quantidade de combustível injetado. Utilizando-se a fórmula de aproximação para atrasos pequenos:

$$e^{-Ts} = \frac{1}{Ts+1} \quad (9.1)$$

obtém-se o modelo linearizado abaixo:

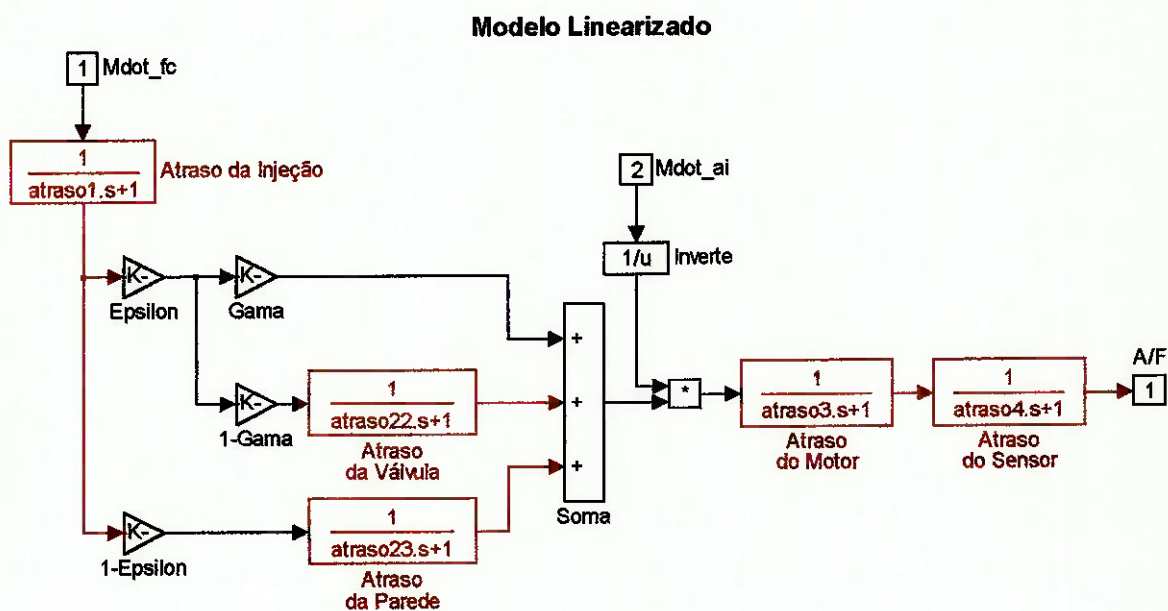


Figura 9.2 - Modelo Linearizado para o combustível.

Note-se que os atrasos foram substituídos por dinâmicas de 1º grau e são dependentes da velocidade de rotação ω da seguinte forma:

$$atraso1 = \frac{\frac{\pi}{2} + SOI_{toIVC}}{\omega} \quad (9.2)$$

$$atraso22 = \frac{4\pi}{\omega} \quad (9.3)$$

$$atraso23 = \tau_f \quad (9.4)$$

$$atraso3 = \frac{IVC_{toEVO}}{\omega} \quad (9.5)$$

$$atraso4 = \Delta t_\lambda \quad (9.6)$$

Da mesma maneira, o modelo mantém uma dependência da quantidade de combustível, explicitada pelo fator gama. Considera-se no seu cálculo a quantidade de combustível ideal (estequiométrica) para a vazão de ar em questão. A vazão de ar divide a vazão de combustível a fim de se obter a relação ar-combustível (combustível-ar) no escape.

Simulando em malha aberta o modelo linearizado e o simulador original para uma condição de operação com $\gamma=1$ e outra com $\gamma<1$ obtém-se os gráficos das figuras

abaixo para uma entrada do tipo um degrau unitário:

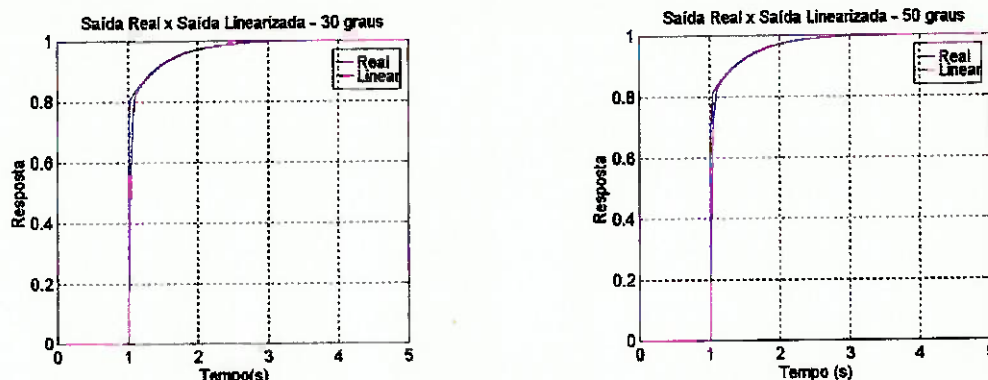


Figura 9.3 - Resposta à entrada degrau dos sistemas original e linearizado para $\gamma = 1$ (à esquerda) e $\gamma < 1$ (à direita).

Vê-se que o modelo linearizado é representativo da dinâmica do combustível.

9.2 METODOLOGIA DO PROJETO DO CONTROLADOR

Optou-se por um controlador do tipo PI em virtude da sua facilidade de implementação. A metodologia empregada no projeto do controlador de injeção do combustível será descrita a seguir, para uma condição de operação com abertura da borboleta em 30° e sem carga externa aplicada ao eixo, e é válida para toda a região de operação.

A resposta ao degrau do sistema linearizado em malha aberta é como se segue:

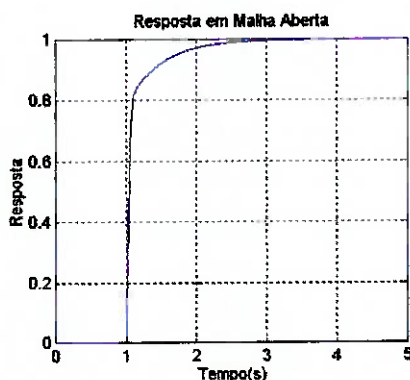


Figura 9.4 - Resposta à entrada degrau do modelo linearizado operando em malha aberta com abertura da borboleta igual a 30° e sem carga externa aplicada no eixo.

com sobressinal nulo e tempo de assentamento (2%) de 1,185 s.

Para o projeto do controlador PI será considerado o lugar das raízes em malha aberta mostrado a seguir.

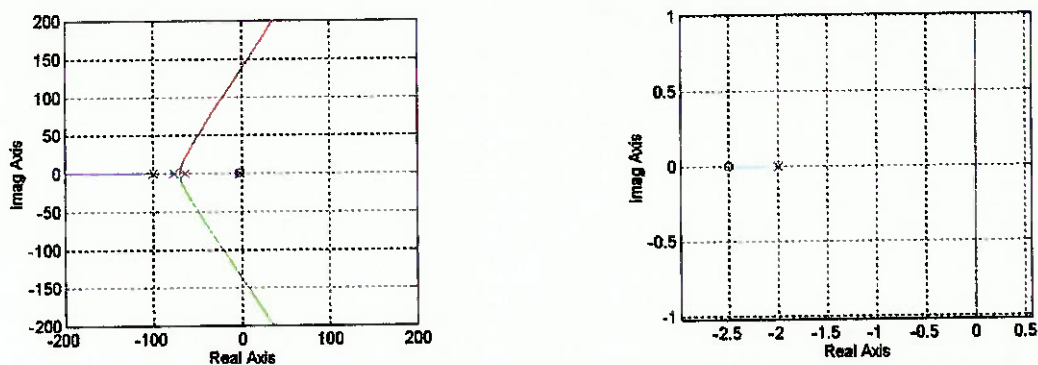


Figura 9.5 - Lugar das raízes da malha aberta do sistema linearizado.

Este tipo de controlador adiciona um pólo na origem ao sistema, o que anula o erro em regime pois o sistema original é do tipo 0. Outros requisitos de projeto podem ser obter o mínimo sobressinal com o menor tempo de resposta. Transformando estas condições em região no lugar das raízes, os pólos de malha fechada devem se localizar o mais longe possível da origem e de preferência sobre o eixo real. Isto é conseguido colocando o zero do controlador o mais próximo possível do segundo pólo do sistema, com valor 100, com o ajuste do ganho integral.

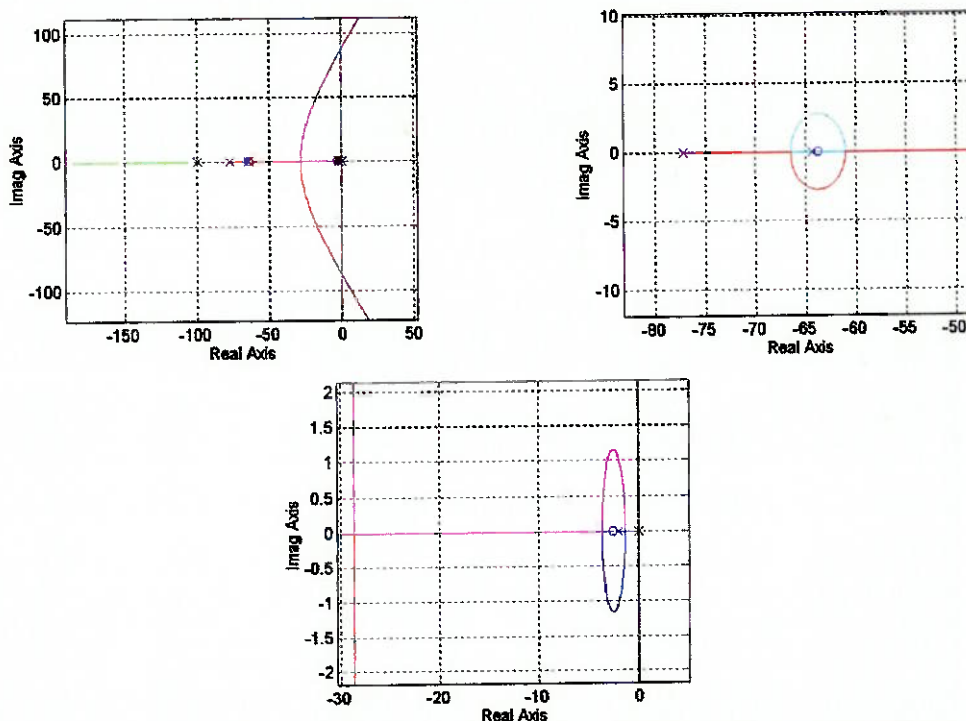


Figura 9.6 - Lugar das raízes em malha fechada, com detalhes.

O ganho proporcional é então ajustado para que os pólos de malha fechada fiquem localizados na região do ponto de chegada próximo à origem, de modo que os

ganhos não sejam muito grandes, visando atender os critérios de projeto. Para selecionar o ganho foi necessário encontrar uma solução de compromisso entre o sobressinal e o tempo de subida. A resposta em malha fechada para o ganho escolhido está mostrada na Figura 9.7 abaixo.



Figura 9.7 – Resposta em malha-fechada para o ganho escolhido.

Esta resposta possui sobressinal de 2,3% e tempo de assentamento (2%) de 0,556 s, para $K_p = 0,0953$ e $K_i = 63,7416$.

Tendo encontrado os dois ganhos o controlador está projetado. O controlador, porém, deverá ter ganhos variáveis dependentes do ponto de operação, uma vez que a dinâmica controlada se altera.

9.3 PROJETO PARA TODAS AS REGIÕES DE OPERAÇÃO

Um ponto de operação em regime, do ponto de vista do modelo, é definido pela abertura da válvula borboleta e pela carga aplicada ao eixo do motor, pois estas são as entradas do motor. Variando-se estes dois parâmetros entre valores que não levassem ao fim da simulação, foram colhidos dados de interesse do modelo linearizado para alguns pontos de operação do motor, mostrados na Tabela II.1 do Apêndice II.

Antes de se partir para o projeto do controlador em todos os pontos de operação foi feito um teste. O controlador foi projetado para todas as condições em que a carga é nula, o que fisicamente corresponde ao motor desacoplado do eixo de transmissão do veículo. Os ganhos obtidos foram utilizados para o controle e simulação do motor, sofrendo a ação da abertura e/ou fechamento da borboleta. O resultado para esta condição de carga nula foi satisfatório, e então aplicou-se cargas no motor, o que

mostrou que seria preciso construir um mapa de ganhos para todos os possíveis pontos de operação.

A abertura da válvula borboleta é controlada, e portanto conhecida, e a carga é desconhecida e de difícil determinação direta num motor real. Desta maneira, é preciso determinar uma outra variável que reflita a variação da carga aplicada ao motor, que podem ser tanto a velocidade de rotação quanto a pressão. A velocidade de rotação apresenta uma resposta mais rápida à variação de carga mas seu comportamento não é linear com a aplicação de carga, e portanto a pressão será utilizada como variável indicativa da carga.

Os ganhos do controlador foram determinados pela metodologia apresentada acima para todos os pontos de operação levantados, e estendidos às outras condições de operação através da interpolação e extrapolação de resultados. Uma vez que a variação dos ganhos na região efetivamente projetada mostrou-se aproximadamente linear, a extrapolação para vizinhanças próximas da região de projeto não traz grandes implicações. Longe desta região, entretanto, os ganhos realmente fogem à natureza do controlador, e para evitar que estes valores sejam utilizados no controle do motor utilizou-se elementos de saturação na saída das tabelas de ganho Kp e Ki.

A Figura 9.8 abaixo mostra os ganhos Kp e Ki do controlador em função da abertura da válvula e da pressão.

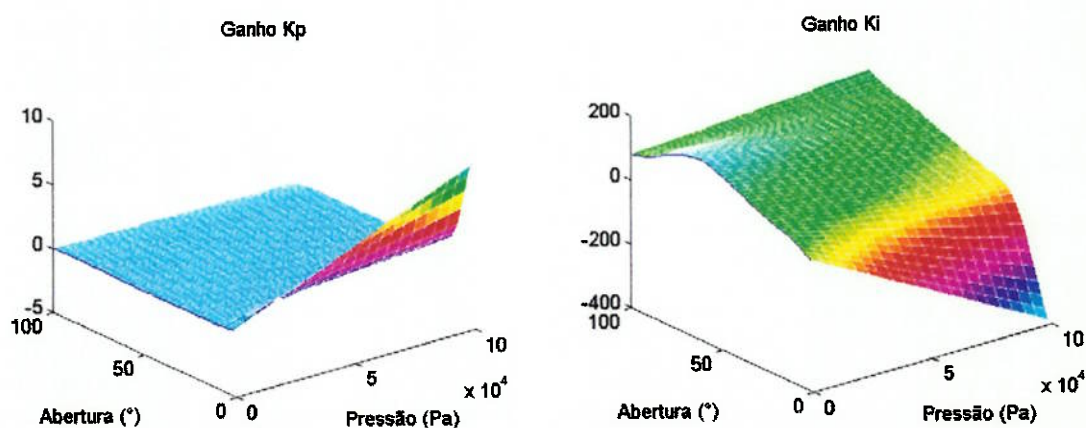


Figura 9.8 - Mapas dos ganhos proporcional e integral do controlador.

Para visualizar melhor a variação dos ganhos, as figuras abaixo apresentam uma fatia das curvas para uma abertura de 10° na borboleta. Na região em que o motor pode

operar para esta abertura (pressão de 0 a 10 kPa) os valores são pequenos, enquanto que longe desta região os ganhos são muito grandes ou fora dos limites do elemento saturador.

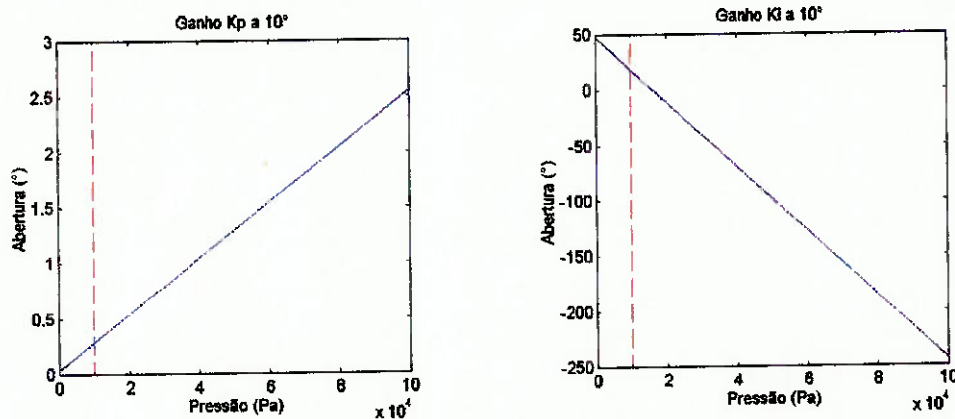


Figura 9.9 – Valor dos ganhos para 10° de abertura da borboleta.

Dada a complexidade do projeto deste controlador, todo o projeto e interpolação de ganhos foi feita por meio de arquivos do MATLAB® (veja Apêndice II), e através da alteração das condições de operação levantadas inicialmente o projeto pôde, com algumas alterações, ser refeito de maneira rápida. Este apêndice traz também tabelados os ganhos para todas as condições de operação.

O controlador PI não-linear projetado foi implementado no bloco do controlador de injeção de combustível do motor da maneira mostrada na Figura 9.10 a seguir.

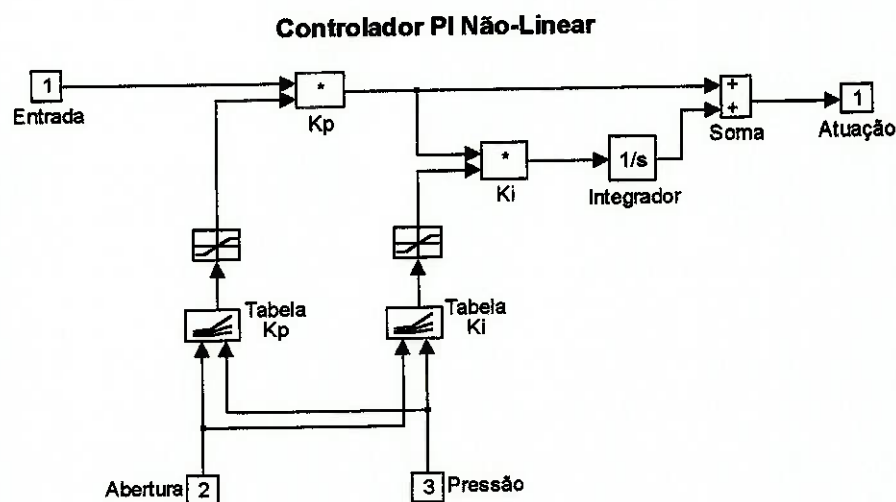


Figura 9.10 - Controlador PI não-linear.

a partir do ângulo de borboleta do ETC e da pressão. E por último, o elemento saturador na saída de combustível representa uma limitação interna do controlador para não permitir sinais de injeção negativa, sendo o sinal positivo inalterado.

10. PROJETO DO CONTROLADOR DA VÁLVULA DE ACELERAÇÃO

Conforme descrito no item 3, a utilização do ETC num veículo traz melhorias na dirigibilidade, no nível de emissões e consumo de combustível.

Neste projeto será incorporado um acelerador eletrônico no motor em estudo, visando melhorar a dirigibilidade e o nível de emissões dos gases poluentes resultantes da combustão. Pretende-se mostrar que com a utilização deste sistema, é possível melhorar o controle da mistura ar-combustível realizado pelo sistema de injeção eletrônica.

O esquema da Figura 10.1 abaixo ilustra o funcionamento do ETC incorporado a este projeto:

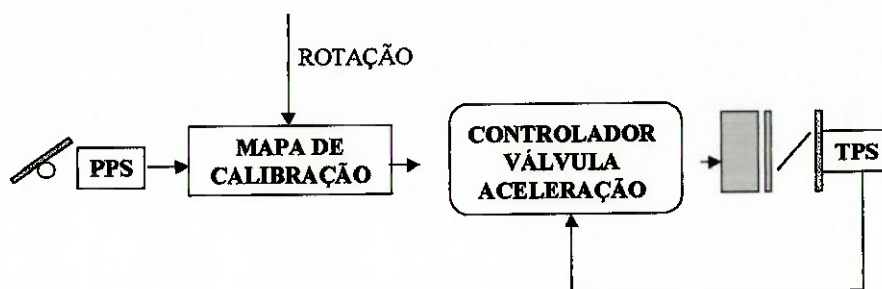


Figura 10.1 – Esquema do Sistema de Controle da Válvula de Aceleração.

A posição de referência para a abertura da válvula de aceleração é gerada por um mapa de calibração, onde consta esta posição em função da posição do pedal do acelerador e da rotação do motor. A vantagem deste método é que a abertura da válvula é programável, os valores armazenados neste mapa podem ser calibrados visando boa dirigibilidade do veículo em desenvolvimento.

O controlador lê o sinal do sensor do pedal de aceleração (PPS), do sensor de rotação e busca neste mapa a posição desejada da válvula borboleta. Este sinal de posição passa por um algoritmo de controle que envia um comando para o atuador da borboleta, que deverá levá-la à posição desejada no tempo correto.

A seguir será descrito como os elementos deste sistema foram incorporados ao simulador desenvolvido.

10.1 MAPA DE CALIBRAÇÃO

Os dados deste mapa foram determinados da seguinte maneira: para rotações elevadas a posição da válvula responde linearmente com a posição do pedal, e à medida que a rotação vai diminuindo, para uma mesma posição do pedal a válvula borboleta abre menos do que para rotações elevadas.

Isto mostra como o ETC pode melhorar a dirigibilidade, com um sistema mecânico a relação entre posição do pedal e abertura da válvula de aceleração é fixa, e no sistema eletrônico esta relação é programável. O resultado desse tipo de progressão é que em baixas rotações consegue-se um bom controle da aceleração (quando o carro começa a andar e quando pára), e em altas rotações consegue-se uma resposta esportiva.

A Figura 10.2 mostra uma plotagem dos dados de calibração utilizados no simulador.

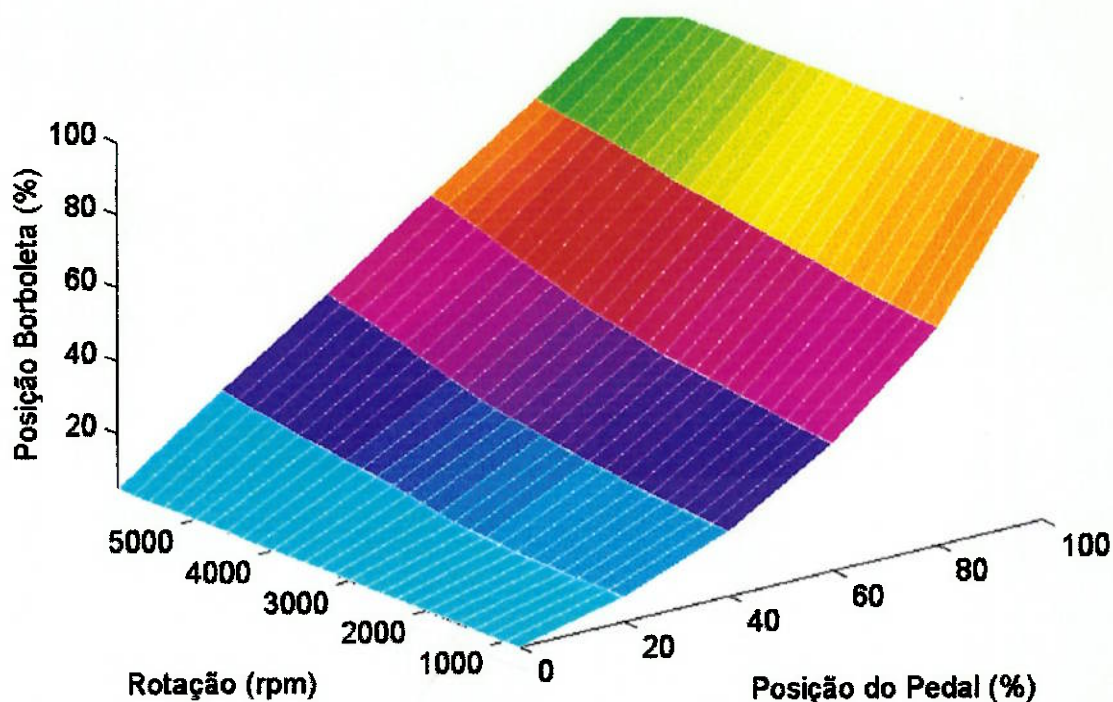


Figura 10.2 – Mapa de Calibração da Posição da Borboleta.

10.2 MODELO DINÂMICO DO MOTOR DC

As equações do motor DC serão desenvolvidas a partir do seguinte modelo de motor de corrente contínua com excitação independente:

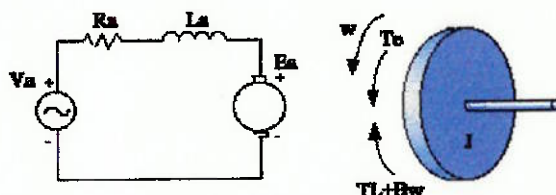


Figura 10.3 – Representação esquemática de um motor DC.

Tem-se então as seguintes equações:

$$V_a = R_a \cdot I_a + L_a \cdot \frac{dI_a}{dt} + E_a \quad (10.1)$$

onde V_a : tensão de armadura,
 R_a : resistência de armadura,
 I_a : corrente de armadura,
 L_a : indutância de armadura,
 E_a : força contra eletromotriz gerada.

$$E_a = K_e \cdot w \quad (10.2)$$

onde K_e : constante do motor,
 w : rotação.

$$T_e - T_l = B \cdot w + J \frac{dw}{dt} \quad (10.3)$$

onde T_e : torque eletromagnético,
 T_l : torque imposto pela carga,
 B : constante de atrito viscoso,
 J : momento de inércia.

$$T_e = K_t \cdot I_a \quad (10.4)$$

onde K_t : constante de torque do motor.

Dadas as especificações do motor acima,

$$T_{e_{\max}} = K_t \cdot I_{a_{\max}} = 210 \text{ Nmm} \Rightarrow K_t = 0,02 \text{ Nm / A}$$

A carga T_l será considerada como sendo proporcional ao quadrado da velocidade, tal que $T_{l_{\max}} = T_{e_{\max}}$ na velocidade máxima do motor elétrico.

Para calcular esta constante de proporcionalidade pode ser feito:

$$T_{l_{\max}} = C \cdot \omega_{\max}^2 = T_{e_{\max}} \Rightarrow C = 9,457 \cdot 10^{-7} \text{ Nm / (rad / s)}^2$$

É conveniente fazer uma linearização desta expressão para ser utilizada no modelo dinâmico do motor.

A linearização será feita para uma velocidade de operação, por exemplo em $\omega \approx 400 \text{ rad/s}$:

$$T_l = C \cdot \omega^2 \approx \left. \frac{dT_l}{d\omega} \right|_{\omega=200} \cdot \omega = 2C\omega_{op} \cdot \omega = 0,0008\omega$$

Aplicando a Transformada de Laplace às equações anteriores tem-se:

$$(1) V_a = R_a I_a + s L_a I_a + E_a$$

$$(2) E_a = K_e \omega$$

$$(3) T_e - T_l = B \omega + s J \omega$$

$$(4) T_e = K_t I_a$$

Os seguintes valores foram estimados para:

Constante do motor: $K_e = 0,02 \text{ V/rad/s}$

Constante de atrito viscoso: $B = 0,0001 \text{ Nms}$

O diagrama de blocos que representa a dinâmica deste motor DC pode ser visto na Figura 10.4 a seguir.

na Figura 10.9. Assim, deve-se procurar um controlador que balanceie estes dois requisitos.

O próximo controlador testado foi um PID. Estimaram-se valores para K_d e K_i definindo os zeros do compensador, e traçou-se o lugar das raízes conforme a Figura 10.10 abaixo:

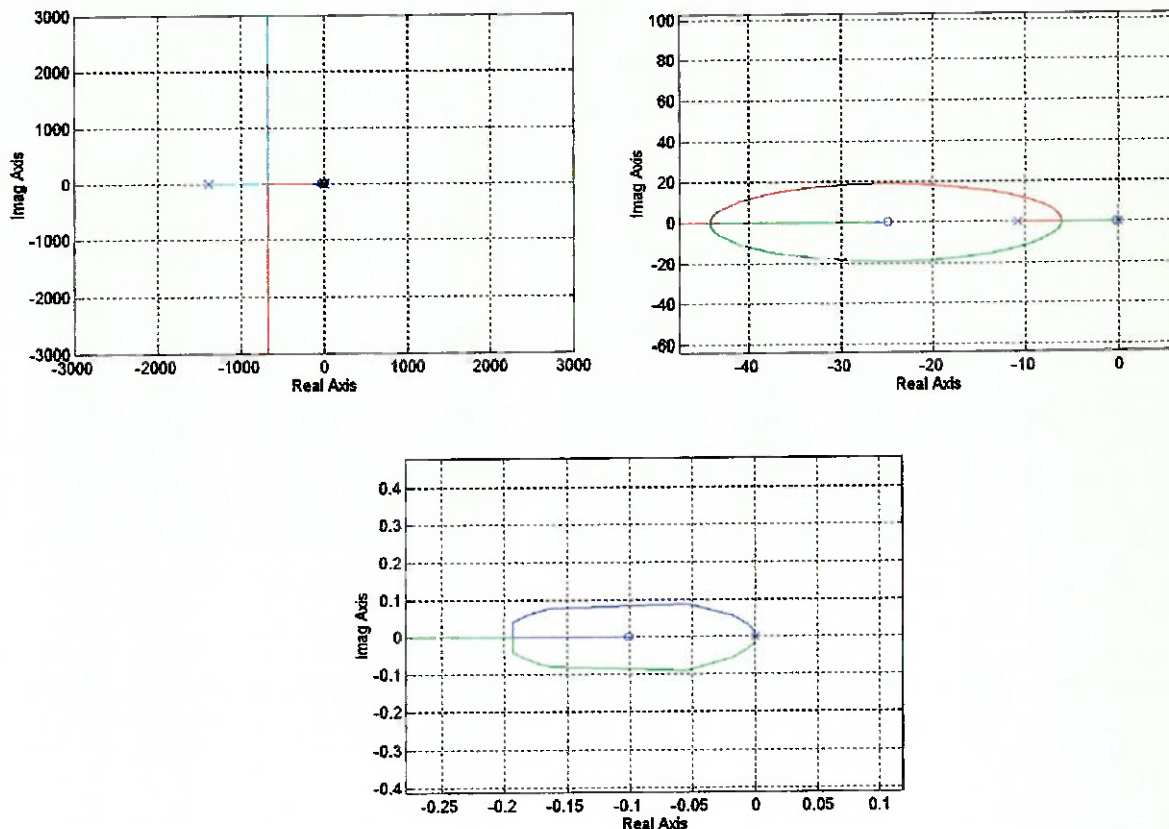


Figura 10.10 – Lugar das raízes para $K_i=0,1$ e $K_d=0,04$.

Os parâmetros do PID projetado são $K_p=10$; $K_i=0,1$; $K_d=0,04$. O desempenho deste controlador será visto adiante na Figura 10.11.

O próximo controlador testado foi um PD. O zero do regulador foi posicionado em $s=-8$ através do ganho $K_d=0,125$. Depois de traçado o lugar das raízes, o ganho K_p de 10 foi selecionado.

A Figura 10.11 abaixo compara o desempenho dos controladores PID, PI e proporcional projetados.

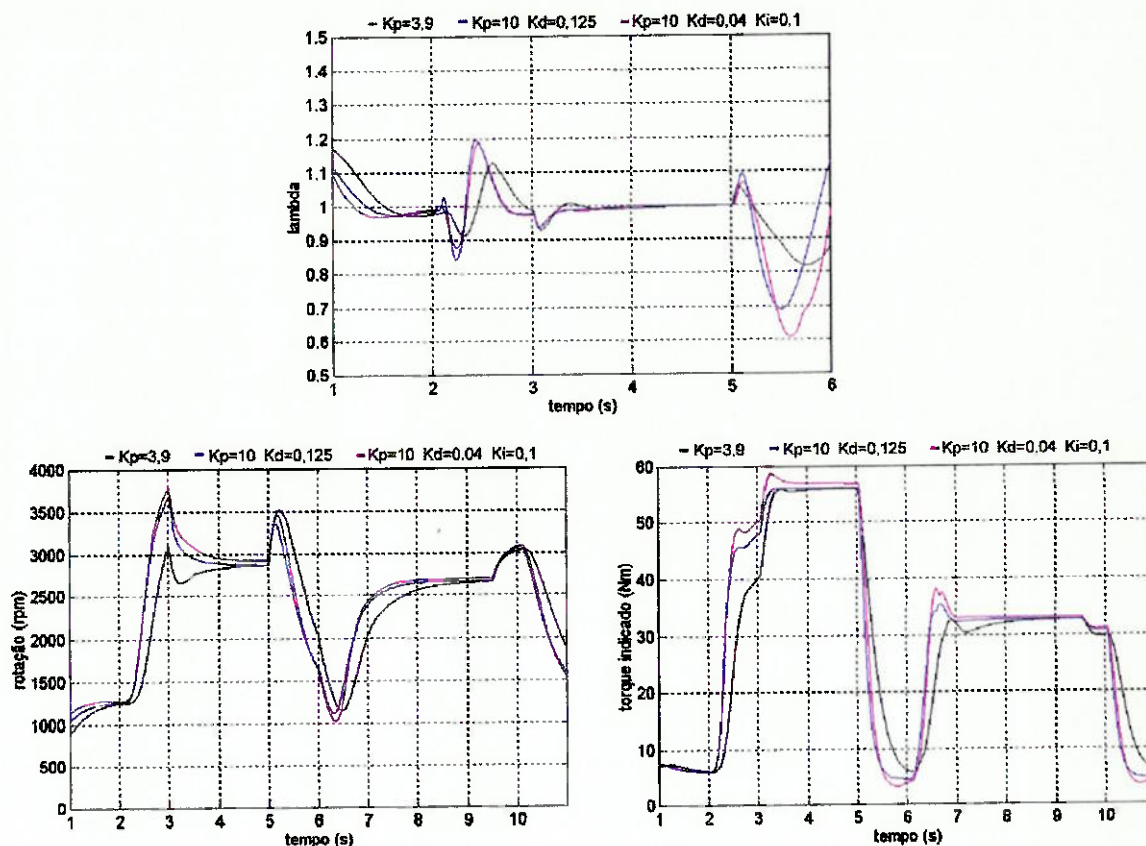


Figura 10.11 – Comparação entre o desempenho dos três controladores projetados.

As curvas mostram que o controlador proporcional mantém o λ mais próximo de 1, apesar de piorar o desempenho do motor. Entre o PD e o PID, o PD controla melhor o nível de emissões, não prejudicando tanto o desempenho do motor.

Variações destes três controladores foram testadas, e verificou-se não ser possível reduzir mais o nível de emissões sem que o desempenho do motor piorasse mais. Dentre estas variações, foi escolhido um PD com parâmetros $K_p=3$ e $K_d=0,05$, e a Figura 10.12 a seguir mostra os resultados em comparação com o primeiro PD projetado.

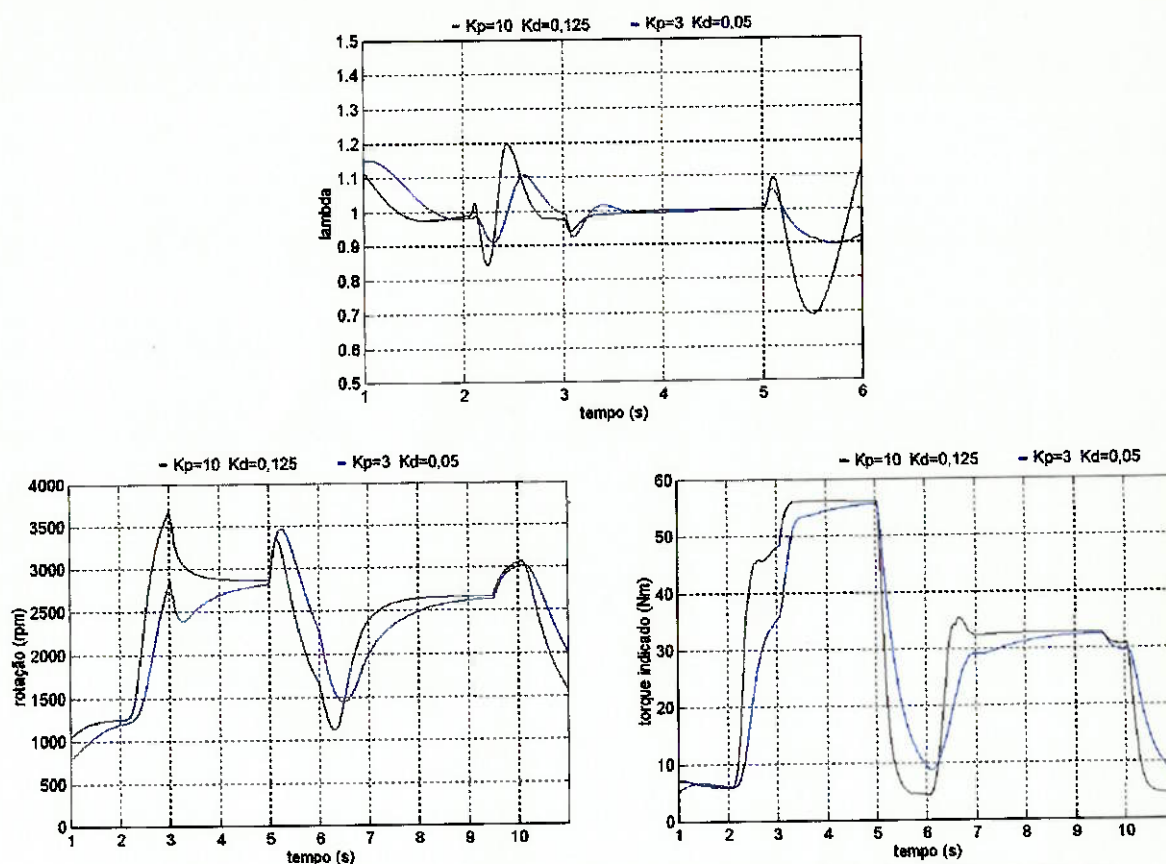


Figura 10.12 – Comparação de desempenho entre os dois controladores PD analisados.

O nível de emissões melhorou, e em contra-partida perdeu-se em desempenho do motor. Para uma melhor análise do controlador projetado, foi simulado um ciclo mais próximo do real conforme será discutido no item 11.

Por fim, o controlador escolhido foi o PD com a seguinte função de transferência:

$$K_p(1 + K_d s) = 3(1 + 0,05s)$$

11. ANÁLISE DE RESULTADOS

Para que se verifique a aplicabilidade prática dos controladores projetados resolveu-se simular um ciclo de acelerações e desacelerações, com aplicação simultânea de cargas ao eixo do motor, e verificar o comportamento do motor controlado e comparar com o caso sem ETC.

Conforme foi indicado no item 5, para se avaliar se os controladores projetados incorporados ao motor atendem aos requisitos de emissões seria necessário executar o ensaio FTP-75 e medir as concentrações de poluentes dos gases de escape. Os custos de instalação e equipamentos, mais o tempo de montagem e análise dos dados inviabilizam qualquer tentativa neste sentido nesta primeira fase.

A determinação destes valores por meio de simulação é extremamente complexa, pois teriam que ser modelados os fenômenos químicos que ocorrem durante o processo de combustão, incluindo as cinéticas das reações, propagação de chamas e seu caráter multidimensional. Além disso, o modelo teria que incluir a dinâmica de todo o *powertrain* e do veículo.

O ciclo desenvolvido para a finalidade de análise, então, simula o que seriam os primeiros movimentos de um veículo, com direito a acelerações e desacelerações, trocas de marcha, subida e descida. O ciclo é caracterizado pela curva de aceleração, mostrado na Figura 11.1 e o de carga correspondente, na Figura 11.2.

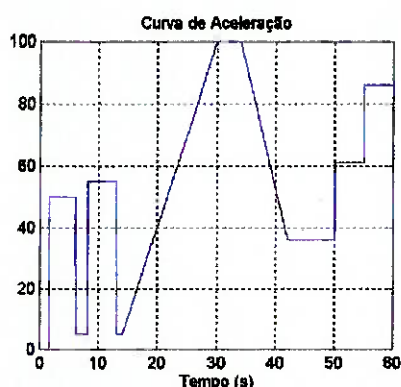


Figura 11.1 – Curva de Aceleração

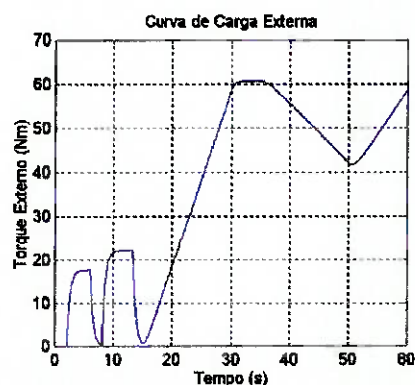


Figura 11.2 – Curva de Cargas Externas

O ciclo de aceleração simula acelerações rápidas e grandes para a primeira e segunda marchas, e uma aceleração constante para a terceira, mantendo um valor ao final da aceleração. Após este patamar o motorista virtual desacelera, também

constantemente, porém num menor espaço de tempo e finaliza com duas intervenções rápidas no pedal. A carga segue a curva de aceleração até a terceira marcha estabilizar, variando sua intensidade de acordo com a relação de marchas. Ao chegar ao patamar o motor enxerga um decréscimo na carga sem haver mudança de marcha, o que significa uma descida, pois o peso passa a “ajudar” o motor. A pequena descida é logo sucedida por uma subida, e a simulação chega ao fim.

A simulação destas curvas aplicadas ao motor ao mesmo tempo gerou as seguintes curvas de lambda, rotação e de torque indicado.

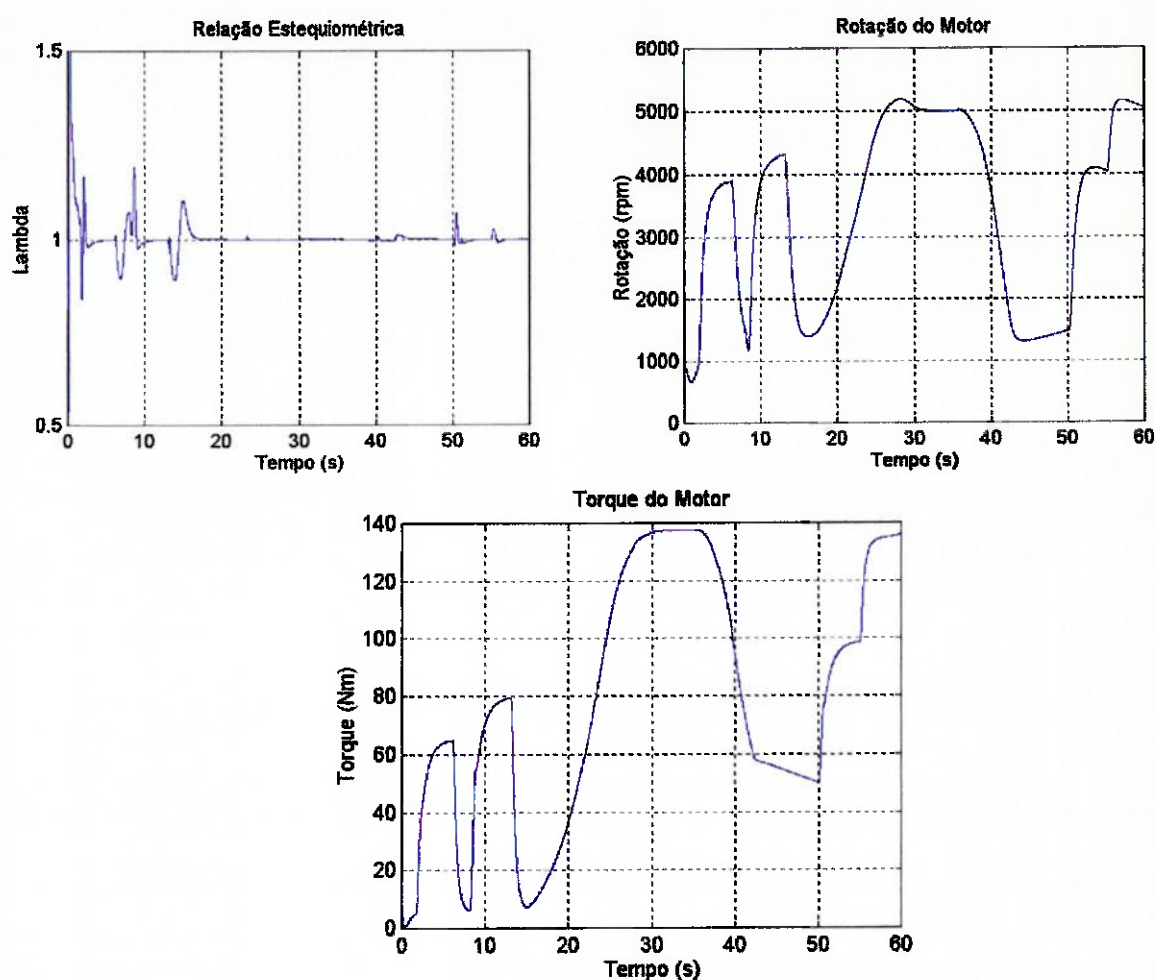


Figura 11.3 – Resultados da simulação

Os primeiros segundos da simulação podem ser desconsiderados na análise, já que refletem erros nas condições iniciais da simulação.

Da Figura 11.3 pode-se dizer ainda que a relação ar-combustível é melhor controlada quando a abertura é mantida constante e se varia somente a carga. Isto ocorre

porque neste caso os ganhos do PI não-linear variam com somente uma variável, enquanto no caso de uma aceleração tanto a abertura quanto a pressão variam, e o ganho apresenta uma grande variação.

Os mesmos ciclos de aceleração e cargas externas foram aplicados a um motor com injeção eletrônica sem o ETC, e os resultados se encontram na Figura 11.4 a seguir.

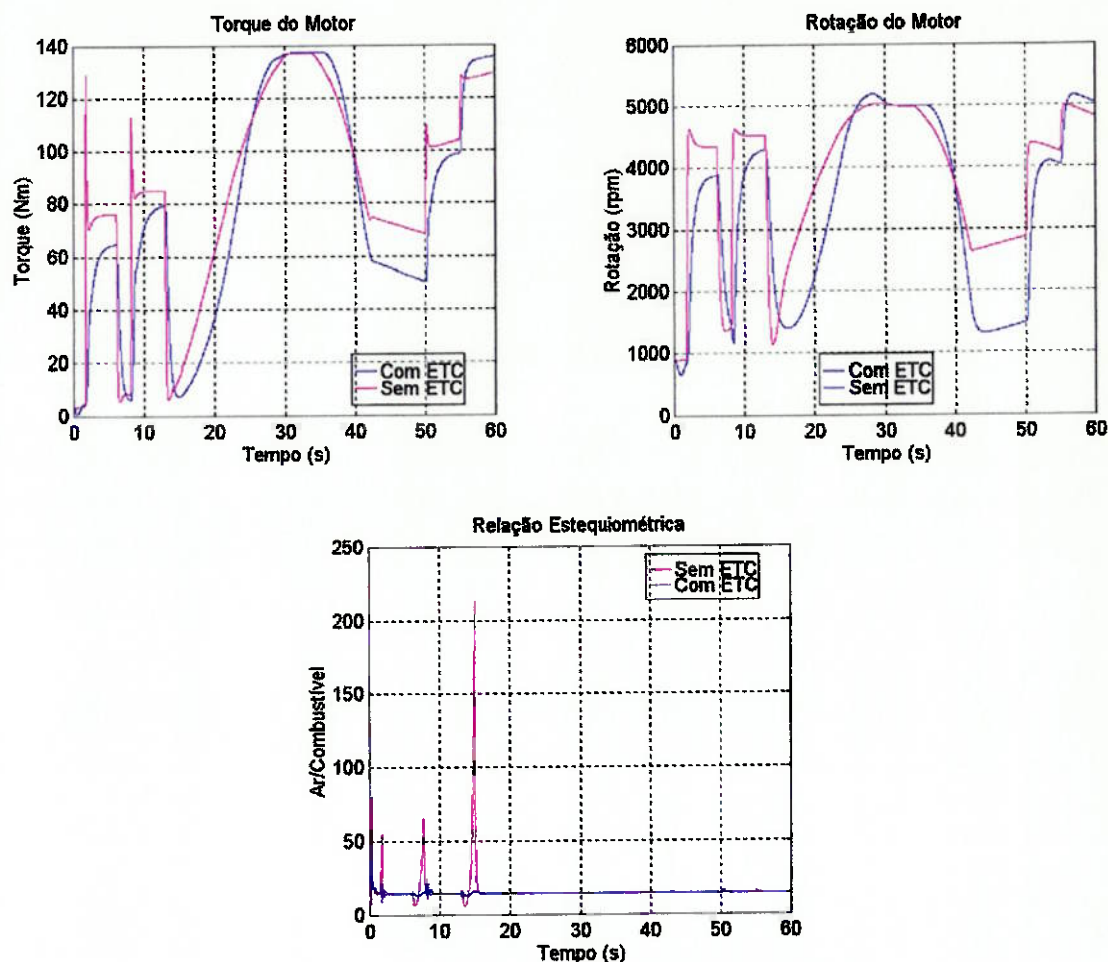


Figura 11.4 – Motor sem ETC x Motor com ETC

Vê-se pelos gráficos da Figura 11.4 que ambos os controladores mantêm a relação ar-combustível sob controle em regime permanente, mas a diferença entre eles é grande na ocorrência de transitórios. A visível vantagem do motor com ETC nos transitórios se justifica pela sua queda no desempenho, pois sua resposta mais lenta permite que a dinâmica do combustível, mais lenta, acompanhe a dinâmica do ar. Por causa das curvas de calibração há um certo desnível entre os valores de rotação atingidos pelos dois motores, pois a abertura com o ETC depende também da condição de operação.

12. IMPLEMENTAÇÃO DIGITAL

Para a implementação dos controladores projetados utilizando um computador digital é necessário primeiramente transformar os controladores analógicos para discretos ou digitais.

A ação de controle PID analógica é dada por

$$m(t) = K \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (12.1)$$

sendo $e(t)$ a entrada do controlador, $m(t)$ a saída e K , T_i e T_d os ganhos.

Existem dois equivalentes analógicos comumente empregados (OGATA, 1995), os chamados "Positional Form" e o "Velocity Form".

O "Positional Form" é obtido aproximando-se o termo integral por uma soma trapezoidal e o termo derivativo por uma equação de diferenças entre dois pontos, e sua função de transferência fica:

$$G_D(z) = \frac{M(z)}{E(z)} = K_P + \frac{K_I}{1-z^{-1}} + K_D(1-z^{-1}) \quad (12.2)$$

onde

$$K_P = K - \frac{KT}{2T_i} = K - \frac{K_I}{2} = \text{ganho proporcional} \quad (12.3)$$

$$K_I = \frac{KT}{T_i} = \text{ganho integral} \quad (12.4)$$

$$K_D = \frac{KT_d}{T} = \text{ganho derivativo} \quad (12.5)$$

O "Velocity Form" considera uma diferença para trás em $m(kT)$, que é a diferença entre $m(kT)$ e $m((k-1)T)$ e é dado por:

$$M(z) = -K_P C(z) + K_I \frac{R(z) - C(z)}{1-z^{-1}} - K_D (1-z^{-1}) C(z) \quad (12.6)$$

sendo $R(z)$ a referência ou *setpoint* do controlador, e $C(z)$ o sinal lido da planta ou *feedback* do sistema.

Segundo (OGATA, 1995), o segundo método apresenta melhores características de resposta do que o primeiro, principalmente quando ocorrem mudanças bruscas no *setpoint* do sistema.

Assim, este método será aplicado aos controladores obtidos neste projeto, e o resultado será da forma da seguinte equação de diferenças:

$$m(kT_a) = m(kT_a - T_a) + K_p [c(kT_a - T_a) - c(kT_a)] + K_I [r(kT_a) - c(kT_a)] + K_D [2c(kT_a - T_a) - c(kT_a) - c(kT_a - 2T_a)] \quad (12.7)$$

onde T_a é o período de amostragem.

Para se determinar o período de amostragem dos controladores digitais pode-se empregar a Lei de Shannon, que determina que a frequência mínima de amostragem deve ser o dobro da maior frequência de um sistema. Como regra prática, é comum adotar uma frequência 10 vezes maior. No modelo do motor as dinâmicas são dependentes da velocidade de rotação do motor, e quanto maior esta, maiores serão as frequências envolvidas.

Na velocidade máxima do motor, de aproximadamente 6500 rpm, as dinâmicas mais rápidas são: o atraso no sensor lambda, o atraso da admissão à produção de torque e o atraso da ignição à produção de torque. O atraso do sensor é admitido constante e igual a 0,01 s, pois independe da rotação do motor; os atrasos da produção de torque, referentes à combustão, são, respectivamente, 0,007 s e 0,0019 s. Estes dois atrasos, no entanto, agem em conjunto, isto é, são aplicados sobre a mesma entrada e portanto podem ser somados, resultando em 0,0089 s. Como os dois valores são próximos e como o menor atraso ocorre somente na velocidade máxima do motor – operando em vazio – pode-se adotar um tempo de amostragem de 0,001 s ou 1 ms.

Aplicando-se as equações 12.3 a 12.5 com este período de amostragem obtém-se os ganhos digitais tanto do controlador do ETC quanto do controlador de injeção de combustível. Isto foi feito através de uma planilha, e os valores dos ganhos se encontram no Apêndice V.

O *hardware* para implementação em tempo-real deve ser escolhido de acordo com o período de amostragem necessário e a complexidade do algoritmo de controle, incluindo os tempos de I/O, conversão A/D D/A, acesso a memória e as instruções a serem executadas.

Neste projeto, para o período de amostragem de 1 ms, devem ser executados:

1. Leitura dos sensores de pressão, rotação, de oxigênio, de posição do pedal, de temperatura do ar de admissão e de posição da válvula de aceleração.
2. Acesso em memória e algoritmo de busca da posição da válvula de aceleração em função da posição do pedal e da rotação.
3. Acesso em memória para busca dos ganhos do controle de injeção em função da pressão e rotação.
4. Cálculo da vazão de ar em função dos sinais adquiridos.
5. Cálculo do erro para entrada no controlador da válvula borboleta.
6. Equação de diferenças deste controlador.
7. Cálculo do erro para entrada no controlador de injeção.
8. Equação de diferenças do controlador de injeção.
9. Cálculo da abertura do injetor.
10. Saída para o atuador da válvula de aceleração e para os 4 injetores.

Partindo destes requisitos, foi escolhido um *chip* capaz de realizar todas estas tarefas em tempo-real, o μ PD78322 (MINAMINO; ET AL.,1989), projetado especificamente para este tipo de aplicação.

As principais especificações do μ PD78322 são:

- CPU de 16 bits
- 109 tipos de instruções, incluindo operações de 16 bits, instruções de manipulação de bits, multiplicações, divisões, operações com strings, entre outras
- Ciclo de instrução: 250 ns
- Memórias:
 - * ROM: 16 kbytes
 - * RAM: 640 bytes
- Acesso direto a 64 kbytes de memória
- Unidade de Tempo-Real (para o controle de leituras cíclicas dos sensores)
- Porta de Saída de Tempo-Real
- Timers/Counters

- Conversor A/D de 10 bits (8 canais)
- Controlador de Interrupção
- Interface Serial
- Tecnologia CMOS
- Configuração de 68 pinos

13. CONCLUSÃO

O desenvolvimento deste projeto foi uma mostra de como o projeto auxiliado por computador pode reduzir o ciclo de desenvolvimento de um novo produto. Através de simulações ganha-se flexibilidade na tomada de decisões e geração de soluções, permitindo que o projeto não siga para direções insatisfatórias ou incorretas.

No caso do projeto deste sistema de controle da relação ar-combustível para um motor de combustão interna utilizando o ETC, os resultados obtidos dão uma indicação dos controladores que poderiam ser utilizados para controlar este motor. No caso, sabe-se de sistemas comerciais que utilizam PID não-lineares para controlar a relação ar-combustível com sucesso, o que reforça a tese de que o caminho escolhido foi o certo.

A melhoria de emissões conseguida com o controlador aqui projetado se deu ao custo da perda de desempenho do motor. Há então uma possibilidade de aplicação de outras metodologias de controle não-linear para que se obtenha ganhos nos dois aspectos.

Este projeto é somente o início da determinação de um sistema de controle de ar-combustível; itens como marcha-lenta, limitação de velocidade e rotação, partida a frio, integração com outros sistemas e módulo de segurança são exemplos de possíveis desenvolvimentos futuros sobre o projeto básico realizado. Uma outra frente de desenvolvimento poderia ser a realização de testes em bancada com motores instrumentados para todas as medições requeridas.

Pelos resultados obtidos, mesmo considerando os erros de modelagem e as hipóteses simplificadoras utilizadas, pode-se afirmar que o ETC é uma tendência promissora nas próximas gerações de veículos graças à sua capacidade de reduzir as emissões veiculares.

14. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMANN, C.A.** The automotive engine – a future perspective. SAE paper 891666. 1989.
- ASAYAMA, Y.K.; KAJIWARA, Y.; IWAMOTO, Y.** Current status and future prospects on drive by wire technology. Journal of JSAE, p.112 Vol. 44, No. 8. 1990.
- ASTRÖM, K.J.; WITTENMARK, B.** Adaptive Control. Addison-Wesley Publishing Company, 1989.
- AULT, B. et al.** Adaptive air-fuel ratio control of a spark-ignition engine. SAE paper 940373. 1994.
- BÖNING, B.; FOLKE, R.; FRANZKE, K.** Traction control (ASR) using fuel-injection suppression-A cost effective method of engine-torque control. SAE paper 920641. 1992.
- CHANG, C.; FEKETE, N.P.; POWELL, J.D.** Engine air-fuel ratio control using an event-based observer. SAE paper 930766. 1993.
- CHEVROLET.** Manual de Serviço – Sistema Motronic M1.5 – Motores a Gasolina (E20). 1993.
- CHO, D.; HEDRICK, J.K.** Automotive Powertrain Modeling for Control. Transactions of the ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, pp. 568-576, 1989.
- CHOI, S.; HEDRICK, J.K.** Robust throttle control of automotive engines: theory and experiment. Transactions of the ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, p.117 Vol.118. 1996.
- DELPHI AUTOMOTIVE SYSTEMS-ENERGY & ENGINE MANAGEMENT SYSTEMS.** Catálogos e Internet (<http://www.delphiauto.com>)
- DELPHI TECHNICAL CENTRE LUXEMBOURG.** Emissions Standards Passenger Cars Worldwide. 1997.
- DOBNER, D.J.** Dynamic Engine Models for Control Development, Part I: Nonlinear and Linear Formulation. Int. Journal of Vehicle Design, Vol.SP4. 1982.
- DONOGHUE, P.; LARSON, G.L.; DONDOE, S.** Extending technology to drive by wire control. SAE paper 941191. 1994.
- EMTAGE, A.L. et al.** The development of an automotive drive-by-wire throttle system as a research tool. SAE paper 910081. 1991.

- FACCIOLO, F.; QUELENIS, O.** Automotive drive by wire system. Congresso da Associação de Engenharia Automotiva, São Paulo, 1995.
- FEKETE, N.P.; NESTER, U.; GRUDEN, I.; POWELL, J.D.** Model-based air-fuel ratio control of a lean multi-cylinder engine. SAE paper 950846. 1995.
- GERHARDT, J.; HÖNNINGER, H.; BISCHOF, H.** A new approach to functional and software structure for engine management systems—Bosch ME7. SAE paper 980801. 1998.
- HEYWOOD, J.B.** Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Inc., 1988.
- HURBER, W. et al.** New approaches to electronic throttle control. SAE paper 910085. 1991.
- IBARAKI, T. et al.** Development of an electronic throttle control system. JSAE paper 9435766. 1994.
- INOUE, T.; AOKI, K.; SUZUKI, T.** Future engine control. SAE paper 901152. 1990.
- ISHII, J. et al.** Wide range air-fuel ratio control system. SAE paper 880134. 1988.
- KJERGAARD, L. et al.** Advanced nonlinear engine idle speed control systems. SAE paper 940974. 1994.
- KOLK, W.R.; LERMAN, R.A.** Nonlinear system dynamics. New York, Van Nostrand Reinhold, 1992.
- LEE, B.; KIM, Y.; CHO, D.** Engine throttle control using anticipatory band in the sliding phase plane. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.1, No.4. 1993.
- LOPES, J.A.** Controlador preditivo generalizado aplicado como regulador de relação ar-combustível em motores ciclo otto a gás. EPUSP, Tese de mestrado 1996.
- MACEDO, S.A.C.** Otimização de um conversor catalítico para automóveis. EPUSP, Trabalho de formatura 1998.
- MINAMINO, H. et al.** The most suitable way to design the LSI for the Engine Management Control System. SAE Paper 890764, 1989.
- MOSKWA, J.J.; HEDRICK, J.K.** Modeling and validation of automotive engines for control algorithm development. Transactions of the ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, p.278 Vol.114. 1992.
- MOSKWA, J.J.** Sliding mode control of automotive engines. Transactions of the ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, p.687 Vol.115. 1993.

- NISHITANI, T. *et al.*** The development of two-valve type electronic controlled throttle body. SAE paper 950432. 1995.
- OGATA, K.** Discrete-Time Control Systems. 2ed. New Jersey, Prentice Hall, 1995.
- OHYAMA, Y. *et al.*** A control system using air flowmeter and electronically controlled throttle valve for spark ignition engines. SAE paper 9307489. 1993.
- POWELL, J.D.** Engine control using cylinder pressure: past, present, and future. Transactions of the ASME:Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, p.343 Vol.115. 1993.
- RABELLO, C.R.; CARAPINHA, D.F.; ZATTA, L.M.** Motores de combustão interna. Apostila de curso ministrado na Escola Politécnica da USP.
- ROBERT BOSCH GMBH.** Catálogos.
- RUDOR, R.J.** Electronic throttle control as na emission reduction device. SAE paper 930939. 1993.
- RUF – SOLUTIONS IN SENSOR TECHNOLOGY.** Internet (<http://www.ruf-electronics.com>).
- STREIB, H.; BISCHOF, H.** Electronic Throttle Control (ETC): a cost effective system for improved emissions, fuel economy, and driveability. SAE paper 960338. 1996.
- WASHINO, S.** Automobile Electronics. Japanese Technology Reviews, v.1. Gordon and Breach Science Publishers, 1989.
- WEEKS, R.W.; MOSKWA, J.J.** Automotive Engine Modeling for Real-Time Control Using MATLAB / SIMULINK. SAE paper No. 950417, 1995.
- WUH, D.** Design and comparison of autonomous intelligent cruise control systems. SAE paper 945405. 1994.

APÊNDICE I – DADOS DE ENTRADA

Do motor real do Astra alemão, 1.8 litros modelo 1998, foram tirados os seguintes dados mecânicos:

- $B = 0,0805$ m - diâmetro dos cilindros;
- $L = 0,0882$ m - curso dos pistões;
- $V_m = 0,0018$ m³ - volume do motor;
- $N_{cil} = 4$ - número de cilindros;
- $V_{cil} = 0,00045$ m³ - volume dos cilindros;
- $V_{col} = 0,002$ m³ - volume do coletor de admissão;
- $r_c = 1/10,5$ - razão de compressão;
- $\phi_{evo} - \phi_{ivc} = 275^\circ$ - distância entre fechamento da admissão e a abertura do escape;
- $D = 0,065$ m - diâmetro da borboleta.

Outros dados se referem à termodinâmica do escoamento de ar:

- $P_0 = 10^5$ Pa - pressão atmosférica;
- $T_0 = 300$ K - temperatura ambiente;
- $k = 1,4$ - ar é gás perfeito;
- $R = 287$ N·m/(kg·K) - constante universal dos gases para o ar;
- $T = 304$ K - temperatura do ar no coletor de admissão (estimada por (LOPES, 1996)).

O modelo possui ainda parâmetros que dependem de resultados experimentais ou que não são fornecidos ou de fácil medição em um motor convencional. Desta forma, os seguintes valores foram estimados por simplificar os cálculos, por análise de semelhança ou por constar na literatura:

- $C_d = 0,135$ - coeficiente de descarga da borboleta, derivado de (LOPES, 1996);
- $J_t = 0,05$ kg·m² - inércia do motor, derivado de (CHO, 1989);

- $\eta_v = 0,9$ - adotado em (LOPES, 1996);
- $\varepsilon = 0,8$ - sugerido em (WEEKS, 1995);
- $\tau_f = 0,5$ - sugerido em (WEEKS, 1995);
- $\phi_{ivc} - \phi_{inj} = 240^\circ$ - também sugerido por (WEEKS, 1995);

Os dados de entrada são fornecidos ao modelo através do arquivo DADOS.M, listado a seguir. Note que há chamada para a inicialização do controlador do ETC e da injeção.

```

%
%   Arquivo com os dados iniciais do modelo do motor
%   TF - ETC           '98
%   motor 1.8l, SI, MPFI => ASTRA alemão
%
Cd      = 0.135;      % coeficiente de descarga
D       = 0.065;      % diâmetro da borboleta (m)
d       = 0;          % não usa
Vd      = 0.0018;     % motor 1.8 l, em m3
n_cil   = 4;          % número de cilindros
V_cil   = 0.00045;    % vol. cilindros
V_col   = 0.002;      % vol. coletor admissão
eta_v   = 0.9;        % rendimento volumétrico
R       = 287;        % constante universal (Nm/kgK)
k       = 1.4;        % Cp/Cv do ar
P0      = 100000;     % pressão atmosférica (10^5 Pa)
T0      = 300;        % temperatura ambiente (23 °C)
T       = 304;        % temperatura no coletor (27 °C)
Epsilon = 0.8;        % parcela de combustível gasoso
tau_f   = 0.5;        % atraso na injeção de comb.
rc      = 1/10.5;     % razão de compressão
B       = 0.0805;     % diâmetro do cilindro em (m)
L       = 0.0882;     % curso do cilindro em (m)
IVCtoEVO = 275;      % graus entre abertura do escape
% e fechamento da admissão
Jt      = 0.05;      % inércia total

ratio_lim = 0.5283;   % P/P0 limite

eta_id   = [1-rc^(k-1)]*100; % produção de torque
eta_CR   = 0.729*eta_id - 0.226*rc;
eta_BL   = -108.6+145.7*(B/L)^(-0.020);
eta_Vd   = 45.7 - 13.8*Vd^(-0.083);
eta_phi  = 37.396;

etc_set; % inicializa controlador da borboleta
inj_set; % inicializa controlador da injeção

```

APÊNDICE II – DADOS E RESULTADOS DO CONTROLADOR DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

II.1 DADOS DAS REGIÕES DE OPERAÇÃO DO MOTOR

A partir do modelo do motor desenvolvido na seção 4 operando em malha aberta foram levantados os dados das variáveis pressão, rotação, vazão de ar e largura de pulso em regime para algumas combinações de abertura da válvula borboleta e carga aplicada ao eixo tais que o motor não diverge nem pára. A tabela abaixo mostra os valores destas variáveis de interesse:

Tabela II.1 – Dados das diferentes regiões de operação

		Carga (Nm)									
		0	10(*)	20	30	40	50	60	70	80	90
Alta (graus)	5	2670,00	3578,00								
		906,40	505,50								
		0,000	0,000								
		3,32	3,32								
	10	6380,00	9899,00								
		1602,70	1033,00								
		0,002	0,002								
		13,18	13,18								
	20	15004,00	17576,00	20900,00	24986,00	29709,00	34878,00				
		2674,50	2283,20	1920,10	1606,10	1350,70	1150,70				
0,006		0,006	0,006	0,006	0,006	0,006					
51,72		51,72	51,72	51,72	51,72	51,72					
30	24704,00	27018,00	29735,00	32891,00	36495,00	40528,00	44942,00	49678,00	54669,00	59869,00	
	3541,20	3238,00	2942,10	2659,80	2397,10	2158,60	1946,50	1761,00	1600,20	1461,10	
	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	
	112,75	112,75	112,75	112,75	112,75	112,75	112,75	112,75	112,75	112,75	
40	34804,00	37000,00	39461,00	42208,00	45257,00	48614,00	52277,00	56232,00	60460,00	64920,00	
	4275,90	4022,10	3771,20	3525,80	3288,30	3061,20	2846,70	2646,50	2462,00	2292,00	
	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	
	192,00	192,00	192,00	192,00	192,00	192,00	192,00	192,00	192,00	192,00	
50	44808,00	46938,00	49263,00	51796,00	54551,00	57535,00	60753,00	64204,00	67886,00	71789,00	
	4904,90	4682,40	4461,40	4243,20	4028,90	3820,00	3617,60	3423,20	3237,50	3061,50	
	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	
	283,27	283,27	283,27	283,27	283,27	283,27	283,27	283,27	283,27	283,27	
60	54321,00	56408,00	58651,00	61058,00	63640,00	66402,00	69350,00	72488,00	75817,00	79334,00	
	5441,30	5240,00	5039,60	4840,90	4644,50	4451,30	4262,10	4077,60	3898,60	3725,70	
	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	
	380,96	380,96	380,96	380,96	380,96	380,96	380,96	380,96	380,96	380,96	
70	63027,00	65085,00	67275,00	69602,00	72073,00	74695,00	77472,00	80408,00	83506,00	86764,00	
	5892,80	5706,50	5520,80	5336,20	5153,20	4972,30	4794,10	4619,10	4447,70	4280,70	
	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	
	478,71	478,71	478,71	478,71	478,71	478,71	478,71	478,71	478,71	478,71	
80	70695,00	72733,00	74886,00	77159,00	79557,00	82086,00	84749,00	87551,00			
	6265,60	6090,10	5915,00	5740,80	5567,70	5396,20	5226,60	5059,40			
	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069			
	570,91	570,91	570,91	570,91	570,91	570,91	570,91	570,91			
90	77177,00	79200,00	81327,00	83563,00	85911,00	88377,00					
	6565,50	6397,70	6230,40	6063,70	5898,00	5733,40					
	0,078	0,078	0,078	0,078	0,078	0,078					
	653,08	653,08	653,08	653,08	653,08	653,08					

Pressão (Pa)	Mdot ai (kg/s)
Omega (rpm)	PW (°)

(*) Para abertura da borboleta igual a 5° a carga aplicada foi 5 Nm

II.2 ARQUIVO DE PROJETO DO CONTROLADOR

O projeto dos múltiplos ganhos do controlador foi realizado por meio de dois arquivos do MATLAB®. PROJETO1.M calcula os ganhos para os pontos de operação informados, e PROJETO2.M confecciona os mapas de ganhos. As listagens são as seguintes:

II.2.1 PROJETO1.M

```
%
%   Arquivo para o projeto de sistemas de controle
%   PI não-linear aplicado em injeção de motores
%   de combustão interna em função da condição de
%   operação do motor.
%
%
%   Desenvolvido por:
%   Arthur E. Ribeiro   NUSP 527943
%   Viviam Lawrence    NUSP 1677647
%
%   Uso livre.
%

%   DADOS INICIAIS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

SOItoIVC = 240*pi/180;
IVCtoEVO = 275*pi/180;
tau_f = 0.5;
atraso_lambda = 0.01;

%   DADOS DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%   ABERTURA indica qual abertura de válvula chegou até a
%   carga

abertura(1,1:10) = [ 5 10 20 30 40 50 60 70 80 90];
abertura(2,1:8)  = [20 30 40 50 60 70 80 90];
abertura(3,1:6)  = [30 40 50 60 70 80];
abertura(4,1:5)  = [30 40 50 60 70];

% Cada índice da rotação equivale a uma carga aplicada:
% 1 = Carga Nula;
% 2 = 10 Nm etc.
```

```

rotacoes(1,1:10) = [906.4 1602.7 2674.5 3541.2 4275.9
4904.9 5441.3 5892.8 6265.6 6565.5];
rotacoes(2,1:10) = [505.5 1033 2283.2 3238 4022.1
4682.4 5240 5706.5 6090.1 6397.7];
rotacoes(3,1:8) = [1920.1 2942.1 3771.2 4461.4 5039.6
5520.8 5915 6230.4];
rotacoes(4,1:8) = [1606.1 2659.8 3525.8 4243.2 4840.9
5336.2 5740.8 6063.7];
rotacoes(5,1:8) = [1350.7 2397.1 3288.3 4028.9 4644.5
5153.2 5567.7 5898];
rotacoes(6,1:8) = [1150.7 2158.6 3061.2 3820 4451.3
4972.3 5396.2 5733.4];
rotacoes(7,1:6) = [1946.5 2846.7 3617.6 4262.1 4794.1
5226.6];
rotacoes(8,1:6) = [1761 2646.5 3423.2 4077.6 4619.1
5059.4];
rotacoes(9,1:5) = [1600.2 2462 3237.5 3898.5 4447.7];
rotacoes(10,1:5) = [1461.1 2292 3061.5 3725.7 4280.7];

```

% Cada índice corresponde a uma abertura da borboleta

```

press(1,1:2) = [2670 3578];
press(2,1:2) = [6380 9899];
press(3,1:6) = [15004 17576 20900 24986
29709 34878];
press(4,1:10) = [24704 27018 29735 32891
36495 40528 44942 49678 54669
59869];
press(5,1:10) = [34804 37000 39461 42208
45257 48614 52277 56232 60460
64920];
press(6,1:10) = [44808 46938 49263 51796
54551 57535 60753 64204 67886
71789];
press(7,1:10) = [54321 56408 58651 61058
63640 66402 69350 72488 75817
79334];
press(8,1:10) = [63027 65085 67275 69602
72073 74695 77472 80408 83506
86764];
press(9,1:8) = [70695 72733 74886 77159
79557 82086 84749 87551];
press(10,1:6) = [77177 79200 81327 83563
85911 88377];

angulos(1,1:10) = [ 3.3184 13.1791 51.7225 112.7546 192
283.2744 380.9649 478.7057 570.914 653.0827];
angulos(2,1:8) = [ 51.7225 112.7546 192 283.2744
380.9649 478.7057 570.914 653.0827];

```

```

angulos(3,1:6) = [112.7546 192          283.2744 380.9649
478.7057 570.914];
angulos(4,1:5) = [112.7546 192          283.2744 380.9649
478.7057];

```

```

vazoes(1,1:10) = [0.0004 0.0016 0.0062 0.0135 0.023 0.034
0.0457 0.0575 0.0685 0.0784];
vazoes(2,1:8) = [0.0062 0.0135 0.023 0.034 0.0457 0.0575
0.0685 0.0784];
vazoes(3,1:6) = [0.0135 0.023 0.034 0.0457 0.0575
0.0685];
vazoes(4,1:5) = [0.0135 0.023 0.034 0.0457 0.0575];

```

```

tamanho = [10 10 8 8 8 8 6 6 5 5];
tamanho2 = [2 2 6 10 10 10 10 8 6];
tamanho3 = [2 2 11 30 31 32 34 32 23 15];
qual = [1 1 2 2 2 2 3 3 4 4];
adicao = [0 0 2 2 2 2 3 3 3 3];

```

```

for m=1:10          %% Indica a carga atual

```

```

    for j=1:tamanho(m)  %% Indicativo da abertura da borboleta

```

```

        rotacao = rotacoes(m,j)*pi/30;
        PW = angulos(qual(m),j);
        vazao_ar = vazoes(qual(m),j);

```

```

%   ATRASOS DOS BLOCOS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

        atraso1 = (pi/2 + SOItoIVC)/rotacao;
        atraso2 = 4*pi/rotacao;
        atraso23 = tau_f;
        atraso3 = IVCToEVO/rotacao;
        atraso4 = atraso_lambda;

```

```

        epsilon = 0.8;
        epsilon_1 = 0.2;

```

```

        if PW > 240
            gama = SOItoIVC*180/(PW*pi);
            gama_1 = 1-gama;
        else
            gama = 1;
            gama_1 = 0;
        end;

```

```

%   NUMERADORES E DENOMINADORES DOS BLOCOS

```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
num1 = [vazao_ar];
den1 = [atraso1 1];
```

```
num21 = [epsilon*gama];
den21 = [1];
```

```
num22 = [epsilon*gama_1];
den22 = [atraso22 1];
```

```
num23 = [epsilon_1];
den23 = [atraso23 1];
```

```
num3 = [1];
den3 = [atraso3 1];
```

```
num4 = [1];
den4 = [atraso4 1];
```

```
% COMPOSIÇÃO DA MALHA ABERTA
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
if gama == 1
    den_cil = den23;
    num_cil = conv( num21, den23 ) + conv( num23, [0 1] );
else
    den_cil = conv( den22, den23 );
    num_cil2 = conv( num21, den_cil );
    num_cil1 = num_cil2 + conv( conv( num22, den23 ), [0
1]);
    num_cil = num_cil1 + conv( conv( num23, den22 ), [0
1]);
end;
```

```
num_inj = conv( num1, num_cil );
num_inj = num_inj/vazao_ar;
den_inj = conv( den1, den_cil );
```

```
num_motor = conv( num3, num4 );
den_motor = conv( den3, den4 );
```

```
num_aberta = conv( num_inj, num_motor );
den_aberta = conv( den_inj, den_motor );
```

```
[rr, kk] = rlocus( num_aberta, den_aberta );
[polo, zero] = pzmap( num_aberta, den_aberta );
```

```
% PROJETO DO CONTROLADOR PI - NO PONTO DE CHEGADA
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
Ki = -(polo(3))*0.99;
```

```
num_contr = [1 Ki];
den_contr = [1 0];
```

```
num_fechada = conv(num_aberta, num_contr);
den_fechada = conv(den_aberta, den_contr);
```

```
[rr, kk] = rlocus(num_fechada, den_fechada);
[polo, zero] = pzmap(num_fechada, den_fechada);
```

```
tam = size(kk);
```

```
abriu = 0;
guardou = 0;
```

```
for i = 1:tam(1),
    if imag(rr(i,1)) ~= 0
        abriu = 1;
    end;
    if abriu == 1 & guardou == 0 & imag(rr(i,1)) == 0;
        guardou = 1;
        indice = i;
    end;
    i = tam(1)-1;
end;
```

```
indice = indice + 2;
```

```
Kp = kk(indice);
```

```
% GUARDA OS VALORES NUMA MATRIZ
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
Kii(m, j+adicao(m)) = Ki;
```

```
Kpp(m, j+adicao(m)) = Kp;
```

```
end; % loop em j
```

```
end; % loop em m
```

II.2.2 PROJETO2.M

```
%
% Arquivo para o projeto de sistemas de controle
% PI não-linear aplicado em injeção de motores
```

```
% de combustão interna em função da condição de
% operação do motor.
```

```
%
%
```

```
% Desenvolvido por:
% Arthur E. Ribeiro NUSP 527943
% Viviam Lawrence NUSP 1677647
```

```
%
% Uso livre.
%
```

```
% DADOS DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
% Cada índice corresponde a uma abertura da borboleta
```

```
press(1,1:2) = [2670      3578];
press(2,1:2) = [6380      9899];
press(3,1:6) = [15004     17576     20900     24986
                29709     34878];
press(4,1:10)= [24704     27018     29735     32891
                 36495     40528     44942     49678     54669
                 59869];
press(5,1:10)= [34804     37000     39461     42208
                 45257     48614     52277     56232     60460
                 64920];
press(6,1:10)= [44808     46938     49263     51796
                 54551     57535     60753     64204     67886
                 71789];
press(7,1:10)= [54321     56408     58651     61058
                 63640     66402     69350     72488     75817
                 79334];
press(8,1:10)= [63027     65085     67275     69602
                 72073     74695     77472     80408     83506
                 86764];
press(9,1:8)  = [70695     72733     74886     77159
                 79557     82086     84749     87551];
press(10,1:6)= [77177     79200     81327     83563
                 85911     88377];
```

```
tamanho = [10 10 8 8 8 8 6 6 5 5];
tamanho2 = [2 2 6 10 10 10 10 8 6];
tamanho3 = [2 2 11 30 31 32 34 32 23 15];
```

```
% INICIA INTERPOLAÇÃO PARA A PRESSÃO
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
for i=1:10
```

```

for j=1:10
    if i <= tamanho2(j)
        gaini(j,i)= Kii(i,j);
        gain(j,i)= Kpp(i,j);
    end;
end;
end;

pressure(1,1:2) = [2760 3578];
pressure(2,1:2) = [6380 9899];
pressure(3,1:11)= [15004 17576 20900 24704
24986 27018 29709 29735 32981
34804 34878];
pressure(4,1:30)= [24704 24986 27018 29709
29735 32981 34804 34878 36495
37000 39641 40528 42208 44808
44942 45257 46938 48614 49263
49678 51796 52277 54321 54551
54669 56232 56408 57535 58651
59869];
pressure(5,1:31)= [34804 34878 36495 37000
39641 40528 42208 44808 44942
45257 46938 48614 49263 49678
51796 52277 54321 54551 54669
56232 56408 57535 58651 59869
60460 60753 61058 63027 63640
64204 64920];
pressure(6,1:32)= [44808 44942 45257 46938
48614 49263 49678 51796 52277
54321 54551 54669 56232 56408
57535 58651 59869 60460 60753
61058 63027 63640 64204 64920
65085 66402 67275 67886 69350
69602 70695 71789];
pressure(7,1:34)= [54321 54551 54669 56232
56408 57535 58651 59869 60460
60753 61058 63027 63640 64204
64920 65085 66402 67275 67886
69350 69602 70695 71789 72073
72488 72733 74695 74886 75817
77159 77177 77472 79200 79334];
pressure(8,1:32)= [63027 63640 64204 64920
65085 66402 67275 67886 69350
69602 70695 71789 72073 72488
72733 74695 74886 75817 77159
77177 77472 79200 79334 79557
80408 81327 82086 83506 83563
84749 85911 86764];
pressure(9,1:23)= [70695 71789 72073 72488
72733 74695 74886 75817 77159

```

```

    77177    77472    79200    79334    79557
    80408    81327    82086    83506    83563
    84749    85911    86764    87551];
pressure(10,1:15)= [77177    77472    79200    79334
    79557    80408    81327    82086    83506
    83563    84749    85911    86764    87551
    88377];

for i=1:10
ganho0(1:tamanho3(i),i) = interp1(press(i,1:tamanho2(i)),
gain(i,1:tamanho2(i)), pressure(i,1:tamanho3(i)));
ganhoi0(1:tamanho3(i),i) = interp1(press(i,1:tamanho2(i)),
gaini(i,1:tamanho2(i)), pressure(i,1:tamanho3(i)));

mi(i)          =          (ganhoi0(tamanho3(i),i)          -
ganhoi0(1,i))/(pressure(i,tamanho3(i)) - pressure(i,1));
li(i) = ganhoi0(1,i) - pressure(i,1)*mi(i);

if i < 8 | i == 10
mm(i)          =          (ganho0(tamanho3(i),i)          -
ganho0(1,i))/(pressure(i,tamanho3(i)) - pressure(i,1));
ll(i) = ganho0(1,i) - pressure(i,1)*mm(i);
end;

end;

% Aberturas em que há inflexão no ganho

mm(8) = (ganho0(32,8) - ganho0(7,8))/(pressure(8,32) -
pressure(8,7));
ll(8) = ganho0(7,8) - pressure(7,8)*mm(8);

mm(9) = (ganho0(23,9) - ganho0(14,9))/(pressure(9,23) -
pressure(9,14));
ll(9) = ganho0(14,9) - pressure(9,14)*mm(9);

for i=1:21
    pressao_d(i) = (i-1)*5000;
    for j=1:10
        ganho(j,i) = ll(j) + mm(j)*pressao_d(i);
        ganhoi(j,i) = li(j) + mi(j)*pressao_d(i);
    end;
end;
end;

```

II.3 GANHOS DO CONTROLADOR

Os ganhos obtidos pelo projeto do controlador estão apresentados nas tabelas a seguir.

Tabela II.1 - Ganhos Proporcionais.

		Abertura (graus)									
		5	10	20	30	40	50	60	70	80	90
a	0	0,156	0,036	0,021	0,013	0,004	0,005	0,008	0,070	0,067	0,066
	5000	0,458	0,162	0,055	0,029	0,015	0,012	0,013	0,069	0,067	0,066
b	10000	0,760	0,288	0,090	0,046	0,026	0,019	0,018	0,068	0,066	0,065
	15000	10,627	0,414	0,124	0,063	0,037	0,026	0,023	0,067	0,065	0,065
c	20000	13,650	0,540	0,158	0,080	0,047	0,033	0,028	0,066	0,065	0,064
	25000	16,673	0,666	0,193	0,096	0,058	0,040	0,032	0,066	0,064	0,064
d	30000	19,696	0,792	0,227	0,113	0,069	0,047	0,037	0,065	0,064	0,063
	35000	22,720	0,918	0,261	0,130	0,080	0,054	0,042	0,064	0,063	0,063
e	40000	25,743	10,441	0,295	0,147	0,090	0,061	0,047	0,063	0,063	0,063
	45000	28,766	11,702	0,330	0,163	0,101	0,068	0,052	0,062	0,062	0,062
f	50000	31,789	12,962	0,364	0,180	0,112	0,075	0,056	0,061	0,061	0,062
	55000	34,812	14,222	0,398	0,197	0,122	0,082	0,061	0,061	0,061	0,061
g	60000	37,835	15,482	0,433	0,214	0,133	0,089	0,066	0,060	0,060	0,061
	65000	40,858	16,743	0,467	0,230	0,144	0,096	0,071	0,059	0,060	0,060
h	70000	43,881	18,003	0,501	0,247	0,155	0,103	0,076	0,061	0,059	0,060
	75000	46,905	19,263	0,536	0,264	0,165	0,110	0,081	0,064	0,059	0,059
i	80000	49,928	20,524	0,570	0,281	0,176	0,117	0,085	0,068	0,063	0,059
	85000	52,951	21,784	0,604	0,297	0,187	0,124	0,090	0,072	0,065	0,058
j	90000	55,974	23,044	0,638	0,314	0,198	0,131	0,095	0,075	0,068	0,058
	95000	58,997	24,305	0,673	0,331	0,208	0,138	0,100	0,079	0,071	0,057
k	100000	62,020	25,565	0,707	0,348	0,219	0,145	0,105	0,083	0,073	0,057

Tabela II.2 - Ganhos Integrals.

		Abertura (graus)									
		5	10	20	30	40	50	60	70	80	90
P	0	26,195	47,442	68,848	90,046	118,235	143,393	165,005	157,274	132,263	99,000
	5000	7,693	32,871	61,948	84,722	112,306	137,244	158,833	152,651	129,911	99,000
I	10000	-10,809	18,300	55,047	79,398	106,377	131,095	152,660	148,028	127,558	99,000
	15000	-29,311	3,729	48,147	74,074	100,449	124,946	146,487	143,405	125,205	99,000
D	20000	-47,814	-10,842	41,246	68,751	94,520	118,797	140,314	138,782	122,853	99,000
	25000	-66,316	-25,413	34,346	63,427	88,591	112,648	134,142	134,159	120,500	99,000
C	30000	-84,818	-39,984	27,445	58,103	82,662	106,499	127,969	129,536	118,148	99,000
	35000	-103,320	-54,555	20,545	52,779	76,734	100,350	121,796	124,914	115,795	99,000
B	40000	-121,822	-69,126	13,644	47,456	70,805	94,201	115,623	120,291	113,443	99,000
	45000	-140,325	-83,697	6,744	42,132	64,876	88,052	109,450	115,668	111,090	99,000
A	50000	-158,827	-98,268	0,000	36,808	58,947	81,903	103,278	111,045	108,737	99,000
	55000	-177,329	-112,838	-7,057	31,484	53,019	75,754	97,105	106,422	106,385	99,000
V	60000	-195,831	-127,409	-13,958	26,161	47,090	69,605	90,932	101,799	104,032	99,000
	65000	-214,334	-141,980	-20,858	20,837	41,161	63,456	84,759	97,176	101,680	99,000
S	70000	-232,836	-156,551	-27,759	15,513	35,232	57,307	78,586	92,553	99,327	99,000
	75000	-251,338	-171,122	-34,659	10,189	29,304	51,158	72,414	87,930	96,974	99,000
E	80000	-269,840	-185,693	-41,560	4,866	23,375	45,009	66,241	83,307	94,622	99,000
	85000	-288,342	-200,264	-48,460	0,000	17,446	38,860	60,068	78,684	92,269	99,000
L	90000	-306,845	-214,835	-55,361	-5,782	11,517	32,711	53,895	74,061	89,917	99,000
	95000	-325,347	-229,406	-62,261	-11,106	5,589	26,562	47,722	69,438	87,564	99,000
D	100000	-343,849	-243,977	-69,162	-16,430	0,000	20,413	41,550	64,815	85,212	99,000

II.3 ARQUIVO DE INICIALIZAÇÃO DO CONTROLADOR

O seguinte arquivo (INJ_SET.M) inicializa os dados do controlador para execução do modelo.

```

%
% Com os ganhos KP e KI já calculados
% realiza a interpolação
%

abertura_d = [5 10 20 30 40 50 60 70 80 90];
pressao_d = [0 5000 10000 15000 20000 25000
30000 35000 40000 45000 50000
55000 60000 65000 70000 75000
80000 85000 90000 95000 100000];

KP = [ 0.1558 0.4581 0.7604 1.0627 1.3650
1.6673 1.9696 2.2720 2.5743 2.8766 3.1789
3.4812 3.7835 4.0858 4.3881 4.6905 4.9928
5.2951 5.5974 5.8997 6.2020
0.0359 0.1619 0.2879 0.4140 0.5400
0.6660 0.7921 0.9181 1.0441 1.1702
1.2962 1.4222 1.5482 1.6743 1.8003
1.9263 2.0524 2.1784 2.3044 2.4305 2.5565
0.0211 0.0554 0.0897 0.1240 0.1583
0.1926 0.2268 0.2611 0.2954 0.3297

```

0.3640	0.3983	0.4326	0.4669		0.5012
0.5355	0.5698	0.6040	0.6383	0.6726	0.7069
	0.0125	0.0293	0.0460	0.0628	0.0795
0.0963	0.1130		0.1298	0.1465	0.1633
0.1800	0.1968	0.2135	0.2303		0.2470
0.2638	0.2805	0.2973	0.3140	0.3308	0.3475
	0.0044	0.0152	0.0259	0.0366	0.0473
0.0581	0.0688		0.0795	0.0902	0.1010
0.1117	0.1224	0.1331	0.1439		0.1546
0.1653	0.1760	0.1868	0.1975	0.2082	0.2189
	0.0049	0.0119	0.0189	0.0259	0.0329
0.0399	0.0470		0.0540	0.0610	0.0680
0.0750	0.0820	0.0890	0.0960		0.1030
0.1100	0.1170	0.1240	0.1310	0.1380	0.1450
	0.0083	0.0131	0.0179	0.0227	0.0275
0.0323	0.0372		0.0420	0.0468	0.0516
0.0564	0.0613	0.0661	0.0709		0.0757
0.0805	0.0853	0.0902	0.0950	0.0998	0.1046
	0.0696	0.0688	0.0679	0.0671	0.0663
0.0655	0.0646		0.0638	0.0630	0.0622
0.0613	0.0605	0.0597	0.0589		0.0605
0.0642	0.0679	0.0716	0.0753	0.0790	0.0827
	0.0671	0.0665	0.0659	0.0654	0.0648
0.0643	0.0637		0.0631	0.0626	0.0620
0.0614	0.0609	0.0603	0.0597		0.0592
0.0586	0.0626	0.0653	0.0680	0.0707	0.0734
	0.0664	0.0659	0.0654	0.0649	0.0644
0.0639	0.0634		0.0629	0.0625	0.0620
0.0615	0.0610	0.0605	0.0600		0.0595
0.0590	0.0585	0.0580	0.0575	0.0570	0.0566];

KI = [26.1952 7.6930 -10.8092 -29.3114 -47.8136 -
 66.3158 -84.8180 -103.3202 -121.8224 -140.3246 -158.8269
 -177.3291 -195.8313 -214.3335 -232.8357 -251.3379 -
 269.8401 -288.3423 -306.8445 -325.3467 -343.8489
 47.4415 32.8706 18.2997 3.7288 -10.8421 -
 25.4130 -39.9839 -54.5548 -69.1257 -83.6966 -
 98.2675 -112.8384 -127.4093 -141.9802 -156.5511 -
 171.1220 -185.6929 -200.2638 -214.8347 -229.4056 -243.9765
 68.8479 61.9475 55.0470 48.1465 41.2460
 34.3456 27.4451 20.5446 13.6442 6.7437 -
 0.1568 -7.0573 -13.9577 -20.8582 -27.7587 -
 34.6592 -41.5596 -48.4601 -55.3606 -62.2610 -69.1615
 90.0456 84.7219 79.3981 74.0744 68.7506
 63.4268 58.1031 52.7793 47.4556 42.1318
 36.8080 31.4843 26.1605 20.8368 15.5130
 10.1892 4.8655 -0.4583 -5.7820 -11.1058 -16.4296
 118.2348 112.3060 106.3773 100.4486 94.5198
 88.5911 82.6623 76.7336 70.8049 64.8761
 58.9474 53.0186 47.0899 41.1611 35.2324

29.3037	23.3749	17.4462	11.5174	5.5887	-0.3401
143.3925	137.2435	131.0946	124.9456	118.7967	
112.6477	106.4988	100.3498	94.2008	88.0519	
81.9029	75.7540	69.6050	63.4561	57.3071	
51.1581	45.0092	38.8602	32.7113	26.5623	20.4134
165.0054	158.8326	152.6598	146.4871	140.3143	
134.1415	127.9687	121.7959	115.6231	109.4503	
103.2775	97.1047	90.9319	84.7592	78.5864	
72.4136	66.2408	60.0680	53.8952	47.7224	41.5496
157.2742	152.6512	148.0282	143.4053	138.7823	
134.1594	129.5364	124.9135	120.2905	115.6676	
111.0446	106.4217	101.7987	97.1758	92.5528	
87.9299	83.3069	78.6840	74.0610	69.4381	64.8151
132.2631	129.9105	127.5579	125.2053	122.8528	
120.5002	118.1476	115.7950	113.4425	111.0899	
108.7373	106.3847	104.0322	101.6796	99.3270	
96.9744	94.6219	92.2693	89.9167	87.5641	85.2116
99.0000	99.0000	99.0000	99.0000	99.0000	99.0000
99.0000	99.0000	99.0000	99.0000	99.0000	99.0000
99.0000	99.0000	99.0000	99.0000	99.0000	99.0000
99.0000	99.0000	99.0000	99.0000	99.0000	99.0000]

```
gi=0:5000:100000;
```

```
hi=2:2:100;
```

```
[xkp,ykp,zkp]=griddata(pressao_d,abertura_d,KP,gi,hi);
[xki,yki,zki]=griddata(pressao_d,abertura_d,KI,gi,hi);
```

APÊNDICE III – DADOS E RESULTADOS DO CONTROLADOR DA VÁLVULA DE ACELERAÇÃO

III.1 ARQUIVO DE INICIALIZAÇÃO DO CONTROLADOR

O seguinte arquivo (ETC_SET.M) inicializa os dados do controlador para execução do modelo.

```

%
%   Interpola os dados das curvas discretas
%   de aceleração para todas as aberturas e rotações
%
a=[0 20 40 60 80 100];           % pedal
b=[800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 2200 2400 2600 2800 3000 3200
3400 3600 3800 4000 4200 4400 4600 4800 5000 5200 5400 5600 5800
6000];
                                % rotação

z=[0.0000    6.8000    17.6000    34.4000    59.4000    100.0000;
  0.0000    7.0000    18.0000    35.0000    60.0000    100.0000;
  0.0000    7.0000    18.4000    35.6000    60.6000    100.0000;
  0.0000    7.0000    18.8000    36.2000    61.2000    100.0000;
  0.0000    7.0000    19.2000    36.8000    61.8000    100.0000;
  0.0000    7.0000    19.6000    37.4000    62.4000    100.0000;
  0.0000    7.0000    20.0000    38.0000    63.0000    100.0000;
  0.0000    7.4000    20.6000    38.6000    63.8000    100.0000;
  0.0000    7.8000    21.2000    39.2000    64.6000    100.0000;
  0.0000    8.2000    21.8000    39.8000    65.4000    100.0000;
  0.0000    8.6000    22.4000    40.4000    66.2000    100.0000;
  0.0000    9.0000    23.0000    41.0000    67.0000    100.0000;
  0.0000    9.8000    23.8000    42.0000    67.8000    100.0000;
  0.0000   10.6000    24.6000    43.0000    68.6000    100.0000;
  0.0000   11.4000    25.4000    44.0000    69.4000    100.0000;
  0.0000   12.2000    26.2000    45.0000    70.2000    100.0000;
  0.0000   13.0000    27.0000    46.0000    71.0000    100.0000;
  0.0000   13.6000    28.4000    47.4000    72.0000    100.0000;
  0.0000   14.2000    29.8000    48.8000    73.0000    100.0000;
  0.0000   14.8000    31.2000    50.2000    74.0000    100.0000;
  0.0000   15.4000    32.6000    51.6000    75.0000    100.0000;
  0.0000   16.0000    34.0000    53.0000    76.0000    100.0000;
  0.0000   16.8000    35.2000    54.4000    76.8000    100.0000;
  0.0000   17.6000    36.4000    55.8000    77.6000    100.0000;
  0.0000   18.4000    37.6000    57.2000    78.4000    100.0000;
  0.0000   19.2000    38.8000    58.6000    79.2000    100.0000;
  0.0000   20.0000    40.0000    60.0000    80.0000    100.0000];
                                % mapa

xi=0:2:100;
yi=800:200:6000;

[xped, yped, zped]=griddata(a,b,z,xi,yi);

```

```
global xped yped zped;  
  
% Dados do controlador do motor DC  
  
DC_Td      = 0.5;  
DC_Ti      = 0;  
DC_K = 3;
```

APÊNDICE IV – ARQUIVOS DE FUNÇÕES DO MODELO SIMULADOR

Este apêndice traz a listagem dos arquivos que calculam funções dentro do modelo simulador.

IV.1 AFI_FUNC

```
function [sys,x0] = AFI_func(t,x,u,flag)

%
% Esta função calcula a influência na produção
% de torque da relação Ar-Combustível no coletor
%

if abs(flag) == 2,
    sys=u;
elseif flag == 3,          % Corpo da função

    if u == 0,
        sys = 0;
    elseif (u > 11.2) & (u < 18.2),
        sys = cos( (7.3834 * (u - 14.7)) * pi/180 );
    else sys = 0.9
    end;

    sys = sys*1000;        % Conversão de g para kg

elseif flag == 0,
    sizes(1) = 0;
    sizes(2) = 1;
    sizes(3) = 1;
    sizes(4) = 1;
    sizes(5) = 0;
    sizes(6) = 0;
    x0 = 0;
    sys = sizes';
else
    sys = [];
end
```

IV.2 A_BORB

```
function [sys,x0] = a_borb(t,x,u,flag,D)
```

```

%
% Esta função calcula a área da secção transversal do
% escoamento de ar através do corpo da borboleta do
% acelerador em um motor de combustão interna.
%
%

if abs(flag) == 2,
    sys=u;
elseif flag == 3,
    sys=pi*D^2/16*(3-2*cos(u)-cos(u)^2); % Corpo da função

elseif flag == 0,
    sizes(1) = 0;
    sizes(2) = 1;
    sizes(3) = 1;
    sizes(4) = 1;
    sizes(5) = 0;
    sizes(6) = 0;
    x0 = 0;
    sys = sizes';
else
    sys = [];
end

```

IV.3 REL_PRES

```

function [sys,x0] =
sf_pres(t,x,u,flag,Cd,k,R,P0,T0, ratio_lim)

%
% Esta função calcula a vazão em massa de ar com base
% o modelo de borboleta descrito em termos de
% escoamento unidimensional, isoentrópico e compressível
% através de um orifício.
%

if abs(flag) == 2,
    sys = u;

elseif flag == 3,
    ratio_pres = u/P0; % Corpo da função

    if ratio_pres < ratio_lim,
        sys = Cd*P0*sqrt(k/(R*T0)*((2/(k+1))^(k+1)/(k-1))));

    elseif ratio_pres >= 1,

```

```

    sys = 0;

    else
        sys = Cd*P0*(ratio_pres)^(1/k)*sqrt(2*k/((k-1)*R*T0)*(1-ratio_pres^((k-1)/k)));
    end;

elseif flag == 0,
    sizes(1) = 0;
    sizes(2) = 1;
    sizes(3) = 1;
    sizes(4) = 1;
    sizes(5) = 0;
    sizes(6) = 0;
    x0 = 0;
    sys = sizes';
else
    sys = [];
end

```

IV.4 SI_FUNC

```

function [sys,x0] = SI_func(t,x,u,flag)

%
% Esta função calcula a influência na produção
% de torque do avanço da ignição (menos MBT)
%

if abs(flag) == 2,
    sys=u;

elseif flag == 3,          % corpo da função

    sys = cos( u )^2.875;

elseif flag == 0,
    sizes(1) = 0;
    sizes(2) = 1;
    sizes(3) = 1;
    sizes(4) = 1;
    sizes(5) = 0;
    sizes(6) = 0;
    x0 = 0;
    sys = sizes';
else
    sys = [];
end

```

APÊNDICE V – GANHOS DIGITAIS

Os ganhos digitais do controlador de injeção são os apresentados nas tabelas a seguir:

Tabela V.1 - Ganhos Proporcionais Digitais.

		Abertura (graus)									
		5	10	20	30	40	50	60	70	80	90
a	0	0,154	0,035	0,020	0,012	0,004	0,005	0,008	0,064	0,063	0,063
	5000	0,456	0,159	0,054	0,028	0,014	0,011	0,012	0,064	0,062	0,063
b	10000	0,765	0,285	0,087	0,044	0,025	0,018	0,017	0,063	0,062	0,062
	15000	10,783	0,413	0,121	0,060	0,035	0,024	0,021	0,062	0,061	0,062
c	20000	13,976	0,543	0,155	0,077	0,045	0,031	0,026	0,062	0,061	0,061
	25000	17,226	0,674	0,189	0,093	0,056	0,038	0,030	0,061	0,060	0,061
d	30000	20,531	0,808	0,224	0,110	0,066	0,044	0,035	0,060	0,060	0,060
	35000	23,894	0,943	0,258	0,126	0,076	0,051	0,039	0,060	0,059	0,060
e	40000	27,311	10,802	0,293	0,143	0,087	0,058	0,044	0,059	0,059	0,059
	45000	30,784	12,192	0,329	0,160	0,098	0,065	0,049	0,059	0,059	0,059
f	50000	34,313	13,599	0,364	0,177	0,108	0,072	0,053	0,058	0,058	0,058
	55000	37,899	15,024	0,400	0,194	0,119	0,079	0,058	0,057	0,058	0,058
g	60000	41,540	16,468	0,436	0,211	0,130	0,086	0,063	0,057	0,057	0,058
	65000	45,237	17,932	0,472	0,228	0,141	0,093	0,068	0,056	0,057	0,057
h	70000	48,990	19,412	0,508	0,245	0,152	0,100	0,073	0,058	0,056	0,057
	75000	52,800	20,911	0,545	0,262	0,163	0,107	0,078	0,061	0,056	0,056
i	80000	56,664	22,430	0,582	0,280	0,174	0,114	0,082	0,065	0,060	0,056
	85000	60,585	23,965	0,619	0,297	0,185	0,122	0,087	0,069	0,062	0,055
j	90000	64,562	25,519	0,656	0,315	0,196	0,129	0,092	0,073	0,065	0,055
	95000	68,594	27,093	0,694	0,333	0,208	0,136	0,097	0,076	0,068	0,054
k	100000	72,683	28,684	0,731	0,350	0,219	0,144	0,102	0,080	0,070	0,054

Tabela V.2 - Ganhos Integrals Digitais.

		Abertura (graus)									
		5	10	20	30	40	50	60	70	80	90
l	0	0,0041	0,0017	0,0015	0,0011	0,0005	0,0007	0,0014	0,0109	0,0069	0,0066
	5000	0,0035	0,0053	0,0034	0,0025	0,0017	0,0016	0,0021	0,0105	0,0066	0,0065
m	10000	-0,0082	0,0053	0,0049	0,0037	0,0028	0,0025	0,0027	0,0101	0,0084	0,0065
	15000	-0,3115	0,0015	0,0060	0,0047	0,0037	0,0032	0,0033	0,0096	0,0082	0,0064
n	20000	-0,6527	-0,0059	0,0065	0,0055	0,0045	0,0039	0,0039	0,0092	0,0080	0,0064
	25000	-1,1057	-0,0169	0,0066	0,0061	0,0051	0,0045	0,0043	0,0088	0,0077	0,0063
o	30000	-1,6706	-0,0317	0,0062	0,0066	0,0057	0,0050	0,0048	0,0084	0,0075	0,0063
	35000	-2,3474	-0,0501	0,0054	0,0069	0,0061	0,0054	0,0051	0,0080	0,0073	0,0062
p	40000	-3,1361	-0,7217	0,0040	0,0070	0,0064	0,0057	0,0054	0,0076	0,0071	0,0062
	45000	-4,0366	-0,9794	0,0022	0,0069	0,0066	0,0060	0,0056	0,0072	0,0069	0,0061
q	50000	-5,0489	-1,2737	0,0000	0,0066	0,0066	0,0061	0,0058	0,0068	0,0067	0,0061
	55000	-6,1732	-1,6048	-0,0028	0,0062	0,0065	0,0062	0,0060	0,0064	0,0065	0,0060
r	60000	-7,4093	-1,9726	-0,0060	0,0056	0,0063	0,0062	0,0060	0,0061	0,0063	0,0060
	65000	-8,7572	-2,3772	-0,0097	0,0048	0,0059	0,0061	0,0060	0,0057	0,0061	0,0059
s	70000	-10,2171	-2,8184	-0,0139	0,0038	0,0054	0,0059	0,0059	0,0056	0,0059	0,0059
	75000	-11,7890	-3,2963	-0,0186	0,0027	0,0048	0,0056	0,0058	0,0056	0,0057	0,0058
t	80000	-13,4726	-3,8112	-0,0237	0,0014	0,0041	0,0053	0,0057	0,0057	0,0059	0,0058
	85000	-15,2680	-4,3625	-0,0293	0,0000	0,0033	0,0048	0,0054	0,0056	0,0060	0,0057
u	90000	-17,1753	-4,9507	-0,0353	-0,0018	0,0023	0,0043	0,0051	0,0056	0,0061	0,0057
	95000	-19,1945	-5,5757	-0,0419	-0,0037	0,0012	0,0037	0,0048	0,0055	0,0062	0,0056
v	100000	-21,3255	-6,2373	-0,0489	-0,0057	0,0000	0,0030	0,0043	0,0054	0,0063	0,0056

O controlador do atuador eletrônico do ETC tem ganhos:

Tabela V.3 – Ganhos digitais do ETC.

K_p	3
K_d	50