

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR EDUARDO TORRIGO

..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 30 / 06 / 11

16.06.11
.....
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Eduardo Torrigo

**Identificação de modelos, projeto algorítmico
de controladores e análise de desempenho para
o sistema de ar de um motor diesel**

Campinas, 2011.

Eduardo Torrigo

Identificação de modelos, projeto algorítmico de controladores e análise de desempenho para o sistema de ar de um motor diesel

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Eletrônica

Orientador: Alberto Adade Filho

Campinas
2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

T637i Torrigo, Eduardo
Identificação de modelos, projeto algorítmico de controladores e análise de desempenho para o sistema de ar de um motor diesel / Eduardo Torrigo. --Campinas, SP: [s.n.], 2011.

Orientador: Alberto Adade Filho.
Dissertação de Mestrado (Profissional) -
Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Motor Diesel. 2. Automoveis - Motores - Gas de escapamento. 3. Ar - Poluição. 4. Modelagem. 5. Controladores ótimos. I. Adade Filho, Alberto. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Model identification, algorithmic controller design and performance evaluation for a diesel engine air path

Palavras-chave em Inglês: Diesel engine, Automobile - Motors - Exhaust, Air pollution, Modeling, Optimal controllers

Área de concentração: Eletrônica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Alberto Adade Filho, José Jaime da Cruz, Emilia Villani

Data da defesa: 30/06/2011

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

**Identificação de modelos, projeto algorítmico
de controladores e análise de desempenho para
o sistema de ar de um motor diesel**

Autor: Eduardo Torrigo

Orientador: Alberto Adade Filho

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Alberto Adade Filho, Presidente
Instituto Tecnológico de Aeronáutica



Prof. Dr. José Jaime da Cruz
Universidade de São Paulo



Profa. Dra. Emilia Villani
Instituto Tecnológico de Aeronáutica

Campinas, 30 de Junho de 2011.

Dedico este trabalho aos meus pais e à minha esposa, Joveli.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais e à minha esposa, pelo grande incentivo nesta empreitada.

Ao meu orientador, Alberto Adade Filho, que em todas as etapas deste trabalho contribuiu muito e com grande competência.

A meus colegas de trabalho, Rodrigo Silva Santos, Domingos Carapinha, Andre Sperl, Lucas Squaiella, Álvaro Lourenço, Fábio Yukio, Elvis Gomes e Fábio Luz, que compartilharam informações valiosas para este trabalho.

A todos os professores envolvidos no curso que deu origem a este trabalho.

Aos diversos colegas do centro tecnológico da MWM International que contribuíram para a execução dos ensaios.

*“A vida é uma coisa que acontece enquanto
estamos ocupados fazendo outras coisas”
John Lennon*

Resumo

Tendo em vista a melhora da qualidade do ar, são impostos limites de emissões de poluentes aos motores diesel, obrigando a busca de soluções capazes de reduzir essas emissões. O motor movido a diesel tem como emissão crítica de poluentes os óxidos de nitrogênio e a emissão de material particulado. Toda a química de formação de poluentes está interligada ao processo de combustão, que é diretamente influenciado pelas concentrações de reagentes admitidos no cilindro. A recirculação controlada de gases de escape para a admissão é uma técnica de redução de emissões de óxidos de nitrogênio comumente aplicada ao motor diesel. Motores instalados em veículos estão sujeitos a variações de regime de operação devido à dinâmica veicular, como por exemplo acelerações ou troca de marchas, que produzem alterações na pressão e no fluxo de gases modificando a proporção da mistura de ar limpo e recirculante admitida no cilindro do motor. O sistema de controle dos gases, portanto, é elemento importante no controle das emissões de poluentes. O objeto deste estudo é o projeto e análise de configurações de controle aplicadas ao sistema de ar de um motor diesel. Foram escolhidos os controladores PID descentralizado, atualmente utilizado na indústria, e o regulador linear quadrático com integrador. Para aumentar a representatividade do estudo, é identificado um conjunto de modelos dinâmicos entrada-saída do sistema de ar de um motor diesel para uso no projeto e na simulação dos sistemas de controle.

Por intermédio de uma mesma abordagem algorítmica de projeto e utilizando uma função custo de controle ótimo, projetos dessas diferentes alternativas de controle são efetuados e o desempenho dos controladores e suas características são comparados. Os resultados indicam que a configuração multivariável reduz interferências no controle devido ao acoplamento entre as variáveis e também o tempo necessário à acomodação do sistema de ar, mas tem implicações práticas a serem consideradas. Essas características de resposta e desempenho têm impacto na emissão de poluentes, como elaborado no trabalho. Os aspectos práticos de implementação e de confiabilidade também são discutidos.

Palavras Chave: Motor Diesel, Recirculação dos gases de exaustão, Projeto algorítmico de controladores, Identificação de modelos, Poluentes.

Abstract

Diesel engine technology has been driven by stringent regulation. To fulfill this demand emission control systems are constantly improving. The diesel-powered engines are major pollutant sources of nitrogen oxides and particulate matter. All the chemistry of pollutants formation is linked to the combustion, which is directly influenced by concentrations of reagents admitted to the cylinder. The controlled recirculation of exhaust gases to intake chamber is a commonly applied technique to reduce nitrogen oxides emissions of the diesel engines. Engines installed in vehicles are subject to variations in operation due to the vehicle dynamics, such as accelerations or gear shifting, that produce changes in pressures and gases flow, affecting the clean air and recirculated gas mixture proportion admitted to the engine cylinder. The control of the gases therefore plays an important role in pollutant emissions reduction. The goal of this study is the design and analysis of decentralized and multivariable control systems applied to the air management of a diesel engine. To enhance the study representativeness, it is identified a set of dynamic models of the air system of a diesel engine to use in design and of control simulation. The optimal control condition is determined by cost functions reduction. Two different control structure and tuning alternatives are studied and the controller performance and their characteristics are compared. The results indicate that the multivariable proposal (LQR controller with integral action) reduces interferences in the control due to the coupling between variables, it also reduces the settling time of all controlled variables, however the implementation aspects must be evaluated more deeply. The impacts on emissions caused by controller response characteristics and performance are discussed in the work. Reliability and implementation aspects are also discussed.

Key words: Diesel engine, Exhaust gas recirculation, Controller algorithmic design, Model identification, Pollutants

Lista de Ilustrações

Figura 1: Estrutura do material particulado (Adaptado de Heywood, 1988)	7
Figura 2: Taxa de criação de moléculas de NO em função da temperatura para diferentes razões de equivalência (Φ) (Adaptado de Heywood, 1988)	9
Figura 3: Redução da massa de NO em função da concentração de diversos gases na admissão (Adaptado de Heywood, 1988).....	10
Figura 4: Concentração de NO com relação à porcentagem de recirculação de gases de escape pela admissão para várias razões ar/combustível (A/F) (Extraído de Heywood, 1988).....	11
Figura 5: Concentração de óxidos de nitrogênio (NO_x) e de hidrocarbonetos (HC) com relação à porcentagem de recirculação de gases de escape (EGR %) (Extraído de Wagner, 2000).....	12
Figura 6: Concentração de óxidos de nitrogênio (NO_x) e taxa de acumulação de partículas com relação à porcentagem de recirculação de gases de escape (EGR %) (Extraído de Wagner, 2000)	13
Figura 7: Distribuição do tamanho e número de partículas em função da taxa de EGR (%) (Adaptado de Wagner, 2000)	14
Figura 8: Arranjo do motor e seus componentes com indicação do fluxo de ar	16
Figura 9: Arquitetura de controle	21
Figura 10: Configuração da planta para fins de controle de emissões.....	30
Figura 11: Planta com as entradas, saídas e os acoplamentos diretos e cruzados	31
Figura 12: Composição dos modelos entrada-saída	31
Figura 13: Dispersão dos pontos de ensaio transiente europeu (ETC) em função da rotação e ao torque normalizados, com delimitação da área com maior concentração de pontos.....	33
Figura 14: Parâmetros avaliados em um sinal submetido à aplicação de estímulo degrau.....	36
Figura 15: Aplicação de estímulo na turbina VGT.....	39
Figura 16: Aplicação de estímulos na válvula EGR	40
Figura 17: Arranjo do motor com identificação dos atuadores (entradas) e sensores (saídas)	44
Figura 18: Arquitetura de interligação elétrica da ECU com os atuadores e sensores do sistema de gerenciamento de ar e com o computador gerenciador de ensaios.....	46

Figura 19: Sistema gerenciador de ensaios utilizado para a geração de estímulos e gravação dos resultados.....	47
Figura 20: Vista do aplicativo de gerenciamento de ensaios na tela de configuração dos estímulos.	48
Figura 21: Motor instalado no banco de ensaios e acoplado ao freio dinamométrico.....	49
Figura 22: Arquitetura e componentes do motor sob ensaio.....	50
Figura 23: Comportamento da vazão de ar admitido (MAF) em relação à porcentagem de abertura da válvula de recirculação de gases de escape (EGR).....	53
Figura 24: Comportamento da pressão do ar no coletor de admissão (MAP) em relação à porcentagem do comando da geometria da turbina (VGT).....	54
Figura 25: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da turbina (TurboSP) e as respostas do atuador da turbina (TurboReal) e da pressão no coletor de admissão (MAP).....	56
Figura 26: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da turbina (TurboSP) e as respostas do atuador da turbina (TurboReal) e da pressão no coletor de admissão(MAP).....	57
Figura 27: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da turbina (TurboSP) e as respostas do atuador da turbina (TurboReal) e da vazão de ar (MAF)	58
Figura 28: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da válvula EGR (VálvulaSP) e as respostas do atuador da válvula EGR (VálvulaReal) e da vazão de ar (MAF).	60
Figura 29: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da válvula EGR (VálvulaSP) e as respostas do atuador EGR (VálvulaReal) e da pressão (MAP).	61
Figura 30: Acoplamentos existentes no sistema de ar do motor	63
Figura 31: Resposta em frequência do atuador da válvula de recirculação de gases de escape (EGR)	64
Figura 32: Resposta em frequência característica do atuador da turbina de geometria variável (VGT) quando submetido a estímulos senoidais.	66
Figura 33: Trecho do sinal de estímulo senoidal aplicado ao comando da turbina de geometria variável (VGT)	68
Figura 34: Aplicação do estímulo senoidal no comando da turbina (TurboSP) e as respostas do atuador da turbina (TurboReal) e da pressão no coletor de admissão (MAP).	69
Figura 35: Módulo do ganho da pressão no coletor de admissão (MAP) pelo comando da turbina de geometria variável em relação à frequência.	72

Figura 36: Comparação entre os valores da pressão (MAP) medida e os resultados dos quatro modelos para diferentes coeficientes de amortecimento (ζ).....	74
Figura 37: Módulo do ganho da pressão no coletor de admissão (MAP) pelo comando da válvula EGR em relação à frequência.	77
Figura 38: Módulo do ganho da vazão de ar limpo (MAF) pelo comando da turbina de geometria variável em relação à frequência.	80
Figura 39: Comparação entre os valores da vazão de ar limpo medida (MAF) e os resultados dos quatro modelos com diferentes coeficientes de amortecimento (ζ) quando submetidos ao mesmo estímulo PRBS.....	82
Figura 40: Módulo do ganho da vazão de ar limpo (MAF) pelo comando da válvula EGR em relação à frequência.	85
Figura 41: Trecho do estímulo pseudo-aleatório (PRBS) aplicado ao comando do atuador da turbina de geometria variável (TurboSP) e a resposta da pressão no coletor de admissão (MAP).	88
Figura 42: Resposta dos modelos comparados com o valor medido da pressão (MAP) em função do comando da turbina (VGT).....	92
Figura 43: Resposta dos modelos comparados com o valor medido da pressão (MAP) em função do comando da válvula (EGR).	93
Figura 44: Resposta dos modelos comparados com o valor medido da vazão (MAF) em função do comando da turbina (VGT).....	94
Figura 45: Resposta dos modelos comparados com o valor medido da vazão (MAF) em função do comando na válvula (EGR).	95
Figura 46: Modelo do motor em SIMULINK	96
Figura 47: Arranjo para comparação da representação do atraso de transporte.....	101
Figura 48: Resposta do modelo da vazão de ar (MAF) com atraso de transporte.....	102
Figura 49: Resposta do modelo da vazão de ar (MAF) com atraso de transporte.....	103
Figura 50: Resposta do pressão (MAP) com atraso de transporte.....	104
Figura 51: Arranjo da planta em espaço de estados com estímulo degrau nos atuadores	108
Figura 52: Valores dos estados da planta após estímulo degrau	109
Figura 53: Interligação entre os módulos.....	116
Figura 54. Arquitetura de controle PID para simulação	120

Figura 55: Fluxograma do programa de cálculo para controlador PID	123
Figura 56: Resposta no tempo da vazão (MAF) a estímulo degrau unitário.....	126
Figura 57: Resposta no tempo da pressão (MAP) a estímulo degrau unitário	127
Figura 58: Arquitetura de controle LQR para simulação.....	129
Figura 59: Planta com integrador (Adaptado de ADADE FILHO, 2005).....	131
Figura 60: Fluxograma do programa de cálculo para controlador PID	134
Figura 61: Resposta no tempo da vazão (MAF) a estímulo degrau unitário.....	137
Figura 62: Resposta no tempo da pressão (MAP) a estímulo degrau unitário	138
Figura 63: Gráfico comparativo das respostas dinâmicas dos controladores.....	146
Figura 64: Gráfico comparativo do índice IAE.....	147
Figura 65: Gráfico comparativo dos valores de pico máximo e mínimo.....	148
Figura 66: Tempo de acomodação simultânea dos controladores.....	150
Figura 67: Resposta da vazão de ar limpo (MAF).....	151
Figura 68: Resposta da pressão no coletor de admissão (MAP)	152
Figura 69: Resposta da pressão no coletor de admissão (MAP)	153
Figura 70: Resposta da vazão de ar limpo (MAF).....	153
Figura 71: Amplitudes de deslocamento da EGR para o controlador LQR.....	155
Figura 72: Amplitudes de deslocamento da VGT para o controlador LQR.....	155
Figura 73: Amplitude de deslocamento da VGT para o controlador PID.....	156
Figura 74: Amplitude de deslocamento da EGR para o controlador PID.....	156
Figura 75: Amplitude de deslocamento da turbina (VGT) para o controle PID e LQR.....	157
Figura 76: Amplitude de deslocamento da válvula EGR para o controle PID e LQR	158
Figura 77: Gráfico de posição dos atuadores EGR e VGT no controlador LQR	159
Figura 78: Respostas da planta com o controlador LQR e atuador EGR saturado.....	160
Figura 79: Gráfico de posição dos atuadores EGR e VGT no controlador PID.....	160
Figura 80: Resposta da planta com o controlador PID e o atuador EGR saturado.....	161
Figura 81: Vazão de ar (MAF) na presença de falha no atuador da turbina	162
Figura 82: Pressão no coletor de admissão (MAP) na presença de falha no atuador da turbina..	163
Figura 83 Pressão no coletor de admissão (MAP) com falha na válvula EGR.....	163
Figura 84: Vazão de ar (MAF) na presença de falha na válvula EGR	164
Figura 85: Resposta da vazão de ar limpo admitido no motor (MAF)	166

Lista de Tabelas

Tabela 1: Valores representativos do ponto de operação nominal do motor	33
Tabela 2: Frequências para aplicação dos estímulos senoidais para modelar a pressão (MAP) ...	40
Tabela 3: Frequências para aplicação dos estímulos senoidais para modelar a vazão de ar (MAF)	41
Tabela 4: Valores médios obtidos da operação estável do motor no ponto a ser levantado o modelo característico do sistema de ar.....	51
Tabela 5: Condições de contorno do ensaio	52
Tabela 6: Limites inferior e superior do comando dos atuadores para operação da planta na região linear.	55
Tabela 7: Resultados do ensaio de aplicação de estímulo degrau +5% à turbina (VGT)	59
Tabela 8: Resultados do ensaio de aplicação de estímulo degrau +5% à válvula de recirculação (EGR).	62
Tabela 9: Valores relativos à aplicação de estímulo senoidal no atuador da turbina (VGT)	70
Tabela 10: Pontos de destaque do gráfico da resposta em frequência	73
Tabela 11: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.	74
Tabela 12: Valores relativos à aplicação de estímulo senoidal à válvula EGR.....	75
Tabela 13: Pontos de destaque do gráfico da resposta em frequência	78
Tabela 14: Valores relativos à aplicação de estímulo senoidal no atuador da turbina (VGT)	79
Tabela 15: Pontos de destaque do gráfico da resposta em frequência	81
Tabela 16: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.	82
Tabela 17: Valores relativos à aplicação de estímulo senoidal no atuador da válvula (EGR).....	83
Tabela 18: Pontos de destaque do gráfico da resposta em frequência	86
Tabela 19: Trecho inicial da aquisição dos dados da aplicação do estímulo PRBS.....	87
Tabela 20: Comandos MATLAB para obtenção do modelo ARX.....	89
Tabela 21: Funções de transferência obtidas a partir da análise dos estímulos PRBS	90
Tabela 22: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.	92
Tabela 23: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.	93
Tabela 24: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.	94

Tabela 25: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.	95
Tabela 26: Funções representativas do sistema de ar do motor	97
Tabela 27: Atraso de transporte identificado para cada função	97
Tabela 28: Funções de transferência representativas do motor, com atraso de transporte representado por aproximação de Padé de primeira ordem	98
Tabela 29: Comandos para realização em espaço de estados	99
Tabela 30: Matriz A	99
Tabela 31: Matriz B	100
Tabela 32: Matriz C	100
Tabela 33: Matriz D	100
Tabela 34: Comandos MATLAB para análise da controlabilidade, observabilidade e pólos	107
Tabela 35: Pólos da planta.....	107
Tabela 36: Limites de pico máximo e mínimo permitidos na resposta da planta	112
Tabela 37: Valores de referência máximo e mínimo das variáveis no motor	115
Tabela 38: Fatores-peso relacionados à proposta A	118
Tabela 39: Fatores-peso relacionados à proposta B.....	118
Tabela 40: Fatores-peso relacionados à proposta C.....	119
Tabela 41: Posição dos atuadores e os limites.....	122
Tabela 42: Parâmetros de ajuste da ferramenta genética	124
Tabela 43: Melhores ganhos PID	125
Tabela 44: Resultado dos índices de cada proposta para a vazão (MAF).....	126
Tabela 45: Resultado dos índices de cada proposta para a pressão (MAP)	127
Tabela 46: Parâmetros de ajuste da ferramenta genética	135
Tabela 47: Melhores valores para diagonal de Q e R	136
Tabela 48: Resultado dos índices de cada proposta para a vazão (MAF).....	137
Tabela 49: Índices de cada proposta para a pressão (MAP).....	138
Tabela 50: Critérios relevantes ao controle das emissões	145
Tabela 51: Tempo de acomodação simultânea dos controladores.....	149
Tabela 52: Resultados de índices obtidos na proposta C.	167
Tabela 53: Resultados do ensaio de aplicação de estímulo em apenas uma entrada de valor de referência.	168

Tabela 54: Valores relativos ao ensaio de aplicação de estímulo senoidal ao atuador da válvula EGR.....	179
Tabela 55: Valores relativos ao ensaio de aplicação de estímulo senoidal ao atuador da turbina VGT	180

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Gregas

ζ Razão de amortecimento

.....

Abreviações

H Hidrogênio

HC Hidrocarboneto

N₂ Nitrogênio

NO Óxido nítrico

NO₂ Dióxido de nitrogênio

NO_x Óxidos de nitrogênio

PROCONVE Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores

.....

Siglas

A/F Ar/combustível (*Air/Fuel*)

CETESB Companhia Ambiental do Estado de São Paulo

CAN Rede de comunicação (*Controller Area Network*)

DPMS Depois do ponto morto superior

ECU Unidade de controle eletrônico (*Electronic Control Unit*)

EGR Recirculação de gases de escape (*Exhaust Gas Recirculation*)

EPA Agência de proteção ambiental (*Environmental Protection Agency*)

ESC	Ciclo Europeu estacionário (<i>European Stationary Cycle</i>)
ETC	Ciclo Europeu Transiente (<i>European Transient Cycle</i>)
EUDC	Ciclo extra urbano de condução (<i>Extra Urban Driving Cycle</i>)
IAE	Integral do erro absoluto (<i>Integral of Absolute Error</i>)
LQR	Regulador linear quadrático (<i>Linear quadratic regulator</i>)
LQG	Linear Quadrático Gaussiano (<i>Linear quadratic gaussian</i>)
LTR	Recuperação da função de transferência da malha (<i>Loop transfer-function recovery</i>)
MAF	Vazão mássica de ar (<i>Mass air flow</i>)
MAP	Pressão do coletor de admissão (<i>Manifold Air Pressure</i>)
MIMO	Múltiplas entradas e múltiplas saídas (<i>Multiple Input - Multiple Output</i>)
MP	Material particulado
MPC	Controle preditivo baseado em modelo (<i>Model Predictive control</i>)
NEDC	Novo ciclo europeu de condução (<i>New european drive cycle</i>)
PI	Proporcional e integral
PID	Proporcional, integral e derivativo
PRBS	Sinal binário pseudo-aleatório (<i>Pseudo random binary signal</i>)
QMR	Quadrado da média dos resíduos
RF	Resposta em frequência
SISO	Uma entrada e uma saída (<i>single input – single output</i>)
THR	Válvula borboleta (<i>throttle</i>)
VGT	Turbina de geometria variável (<i>Variable geometry turbine</i>)

SUMÁRIO

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	viii
Lista de Ilustrações	ix
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Abreviaturas e Siglas	xvi
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivo	3
1.3 Organização do trabalho	3
2 REVISÃO DA LITERATURA	5
2.1 História e princípios básicos do motor diesel	5
2.2 Formação de poluentes	7
2.2.1 Formação de Material Particulado - MP	7
2.2.2 Formação de Óxidos de Nitrogênio - NO _x	8
2.2.3 Efeito da recirculação de gases de escape nas emissões	11
2.3 Arquitetura do sistema de recirculação de gases de escape	15
2.4 Acoplamentos entre as variáveis controladas	17
2.5 Controle de variáveis físicas para a redução das emissões	19
2.6 Tecnologia de controle atual	20
2.7 Controlador LQR	23
2.8 Revisão da literatura	24
3 MODELAGEM DO MOTOR	30
3.1 Introdução	30
3.1.1 Modelamento da planta	30
3.1.2 Determinação do ponto de trabalho do motor	32
3.1.3 Avaliação da linearidade da planta ao redor do ponto escolhido	34
3.1.4 Sinais de excitação utilizados no ensaio	35

3.1.5 Aplicação de estímulo do tipo degrau	35
3.1.6 Metodologia de análise da resposta ao estímulo senoidal	36
3.1.7 Metodologia de análise da resposta ao estímulo PRBS	37
3.1.8 Metodologia de escolha do modelo melhor ajustado	38
3.1.9 Metodologia de aplicação dos estímulos	39
3.1.10 Motivação e metodologia para análise da resposta em frequência dos atuadores	42
3.2 Descrição do ambiente de ensaios	43
3.2.1 Características do motor de referência utilizado nos ensaios	43
3.2.2 Arquitetura elétrica do motor	43
3.2.3 Sistema gerenciador de ensaios	45
3.2.4 Preparação do ensaio do motor	49
3.3 Resultados	51
3.3.1 Avaliação do motor no ponto nominal de operação	51
3.3.2 Avaliação da linearidade das variáveis controladas	53
3.3.3 Aplicação de estímulo do tipo degrau à turbina de geometria variável (VGT)	55
3.3.4 Aplicação de estímulo do tipo degrau à válvula de recirculação (EGR)	59
3.3.5 Análise da resposta em frequência do atuador da válvula de recirculação	64
3.3.6 Análise da resposta em frequência do atuador da turbina (VGT)	65
3.3.7 Metodologia de determinação resposta em frequência	67
3.3.8 Análise da resposta em frequência da pressão (MAP) aos estímulos senoidais na turbina (VGT)	70
3.3.9 Análise da resposta em frequência da pressão (MAP) aos estímulos senoidais na válvula de recirculação (EGR)	75
3.3.10 Análise da resposta em frequência da vazão (MAF) aos estímulos senoidais na turbina (VGT)	79
3.3.11 Análise da resposta em frequência da vazão (MAF) aos estímulos senoidais na válvula de recirculação (EGR)	83
3.3.12 Análise das respostas da planta aos estímulos PRBS	87
3.3.13 Definição das funções de transferência melhor ajustadas	91
3.3.14 Representação da planta em SIMULINK e espaço de estados	96
3.3.15 Análise do efeito da utilização das aproximações de Padé.	100

4 PROJETO DE CONTROLADORES PARA O SISTEMA DE AR DE UM MOTOR DIESEL	
105	
4.1 Introdução	105
4.2 Definição das arquiteturas de controle do sistema de ar	105
4.3 Programa de comparação de controladores	106
4.4 Análise das características da planta em espaço de estados	106
4.5 Objetivos dos sistemas de controle	109
4.6 Limites e índices de desempenho	111
4.7 Função custo	113
4.8 Amplitude das variáveis controladas	114
4.9 Programa de projeto ótimo	115
4.10 Cenários propostos para otimização dos controladores	117
4.11 Otimização do controlador PID	120
4.11.1 Arquitetura de controle PID	120
4.11.2 Programa de cálculo para controlador PID	123
4.11.3 Especificação dos parâmetros para a ferramenta GATOOL no projeto PID	124
4.11.4 Resultados da otimização do controlador PID	125
4.12 Otimização do controlador LQR	129
4.12.1 Arquitetura de controle LQR	129
4.12.2 Programa de cálculo para o controlador LQR	133
4.12.3 Especificação dos parâmetros para ferramenta GATOOL no projeto LQR	135
4.12.4 Resultados da otimização do controlador LQR	136
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	140
5.1 Introdução	140
5.2 Metodologia de análise de desempenho dos controladores	140
5.3 Comparação das características de resposta transiente	146
5.4 Análise do acoplamento entre as variáveis	151
5.5 Análise do esforço de controle	155
5.6 Análise da utilização de valores de referência não atingíveis	159
5.7 Análise da integridade de controle na presença de falhas	162
5.8 Análise das características de desempenho perante as emissões de poluentes	165

5.9 Análise dos custos de implementação	170
6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	173
Referências	176
APÊNDICE A - Resultados dos ensaios dos atuadores EGR e VGT	179
APÊNDICE B - Programa de otimização dos ganhos PID	182
APÊNDICE C - Programa de otimização do controlador LQR	184

1 INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo são apresentados os fatores que levaram ao desenvolvimento do presente trabalho, bem como seus objetivos.

1.1 Motivação

A qualidade do ar presente nas grandes cidades tem sido uma das grandes preocupações das últimas décadas e os motores de combustão interna são fontes significativas de poluentes. As cinco principais espécies de poluentes emitidas por fontes de combustão, estacionárias ou móveis, são o monóxido de carbono, compostos orgânicos (hidrocarbonetos não queimados ou apenas parcialmente queimados), óxidos sulfurosos, material particulado e óxidos de nitrogênio.

Órgãos governamentais em todo o mundo têm atuado como agentes controladores, com o intuito de impor a redução da poluição do ar. Assim, órgãos como CETESB, EPA, entre outros, estabelecem normas de emissões como PROCONVE e EPA2010, obrigando os fabricantes de motores e veículos a buscar soluções tecnológicas capazes de reduzir os níveis de emissões de poluentes.

As técnicas de redução de emissão de poluentes se dividem entre aquelas em que o controle é feito durante a combustão e as que o controle é feito após a combustão. Deve-se considerar que embora uma técnica possa resultar na anulação de um determinado poluente, pode ocorrer o aumento de outro. Espécies poluentes como monóxido de carbono, compostos orgânicos e particulados, têm a formação e destruição inerente ao próprio processo de combustão. A formação de outros poluentes, como os óxidos sulfurosos e os óxidos de nitrogênio, ocorre em ambiente permeado por reações de combustão, ou mesmo com mecanismos acelerados por espécies intermediárias provenientes do processo. Assim, de uma forma ou outra, toda a química de poluentes está interligada ao processo de combustão e este por sua vez é resultado direto das concentrações de reagentes admitidos no cilindro.

Uma técnica de redução de emissões durante a combustão comumente aplicada ao motor diesel é a recirculação controlada de pequena porcentagem de gases de escape para a admissão com o objetivo de reduzir a concentração de óxidos de nitrogênio produzidos pela reação química da combustão. No entanto a redução excessiva da massa de ar limpo admitido aumenta a produção de particulados.

Motores instalados em veículos estão sujeitos às variações de operação devido à dinâmica veicular, como, por exemplo, acelerações ou troca de marchas. As alterações de rotação e carga produzem alterações na pressão e no fluxo de gases modificando a proporção da mistura de ar limpo e recirculado admitida no cilindro do motor.

Sistemas de controle aplicados no gerenciamento dos gases são, portanto, elementos importantes na redução das emissões de poluentes.

Os motores equipados com recirculação de gases possuem sensores e atuadores, que podem interagir mutuamente. A tecnologia atual de controle, no entanto, ignora as características de acoplamento e utiliza controladores descentralizados.

Tecnologias de controle multivariável, pelas suas capacidades intrínsecas, poderiam administrar o sistema de ar com melhor desempenho do que a arquitetura de controle atual. Entretanto, o real benefício dos controladores para a redução de emissões, para ser avaliado, requer que estes sejam implementados e sintonizados em um motor, o que dificulta a análise de características de controladores como solução visando à redução das emissões de poluentes.

No entanto, em se dispor de modelos matemáticos que representem a planta, pode-se efetuar projetos de controle e efetuar simulações com o objetivo de comparar o desempenho do controlador multivariável com o controlador descentralizado. Os resultados dessa comparação, se observados à luz dos fundamentos da produção dos principais poluentes, fornecem subsídios para identificar as características relevantes que potencialmente contribuam para o melhor controle das emissões de poluentes. A disponibilidade de um sistema de simulação representativo é também ferramenta poderosa para estudos adicionais que auxiliam na investigação das características do controlador multivariável aplicado no controle do sistema de ar de um motor diesel.

O foco deste estudo é comparar aspectos de desempenho e características do controlador multivariável (LQR) e do descentralizado (PID). As respostas da simulação da planta serão analisadas segundo as características relevantes ao controle das emissões de poluentes.

1.2 Objetivo

O presente trabalho tem como objetivo projetar e analisar sistemas de controle aplicados ao gerenciamento de gases de admissão e escape de um motor diesel.

Para efetuar essa investigação com a representatividade aumentada, um programa de ensaios e análise experimental é efetuado em um motor específico de modo a se identificar um modelo nominal para fins de projeto de controle.

Duas estruturas de controle são investigadas, uma mais próxima às soluções atualmente adotadas na indústria automobilística e outra como proposta de solução a ser considerada no futuro.

1.3 Organização do trabalho

Considerando o estudo proposto, no próximo capítulo (Capítulo 2) estão descritos os princípios básicos do motor diesel, da formação de poluentes e dos sistemas de controle de emissões. Ainda no capítulo 2, é abordado o acoplamento da planta, métodos de controle e apresentadas duas arquiteturas de controle. Uma revisão da literatura apresenta trabalhos na área de controle de sistemas de ar utilizando técnicas variadas.

No capítulo 3, é descrita a metodologia de ensaio do motor e os resultados obtidos. São também apresentados os modelos dinâmicos empregados no projeto e simulação dos controladores.

No capítulo 4, são projetadas e sintonizadas duas arquiteturas de controle, uma descentralizada e uma multivariável (LQR), a metodologia utilizada e os resultados do projeto são apresentados.

O capítulo 5 apresenta, compara e discute os resultados de desempenho dos controladores, analisando-os perante os princípios da formação dos poluentes. São apresentados os resultados influenciados pelas particularidades do controlador LQR, tais como a capacidade de desacoplamento, reação à saturação de atuadores e integridade na presença de falhas. Ao final

apresenta também uma análise dos esforços de implementação identificados para o controlador LQR.

Ao final, o capítulo 6 apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo é apresentado um breve histórico sobre o motor diesel e os princípios básicos de sua operação, da formação de poluentes, além de apresentadas as técnicas de controle e um breve histórico em ordem cronológica dos trabalhos mais importantes e recentes relacionados ao tema.

2.1 História e princípios básicos do motor diesel

O motor do ciclo Diesel foi desenvolvido pelo engenheiro alemão Rudolf Christian Karl Diesel (1858-1913), conhecido por ser o primeiro inventor a ter utilizado os princípios da termodinâmica antes da realização dos trabalhos experimentais para obter um novo conceito de motor. Sua patente foi obtida em 1892 com o objetivo de criar um motor que fosse mais eficiente que os demais motores da época e que utilizasse uma menor quantidade de combustível para gerar o mesmo trabalho que os outros.

Seu primeiro protótipo rodou por aproximadamente 1 minuto a 88 rpm produzindo 13,2hp, foi fabricado em fevereiro de 1894 em Ausburg na Alemanha, mas foi em 1895 que ele produziu seu primeiro motor operacional que gerava 20 hp a 165 rpm. A produção comercial dos motores Diesel só foi iniciada em 1898 para a geração de energia em aplicações industriais. A primeira aplicação veicular foi feita em 1929 nos USA, por Clessie Cummins, seguido da Mercedes-Benz sete anos mais tarde na Europa.

O motor de combustão interna diesel difere dos movidos à gasolina (ciclo Otto) pois utiliza taxas de compressão mais altas e com isso utiliza o ar quente para inflamar o combustível ao invés de usar a faísca produzida por uma vela de ignição. No motor diesel apenas o ar é inicialmente introduzido na câmara de combustão e então é compactado com uma taxa de compressão tipicamente entre 15:1 e 22:1, resultando em altas pressões. A alta compressão aquece o ar acima de 350 °C e quando o pistão estiver próximo do fim do curso de compressão o combustível é injetado diretamente sobre o ar comprimido e aquecido na câmara de combustão. A geometria apropriada do injetor de combustível e a alta pressão de injeção, garantem que o combustível seja pulverizado em pequenas gotículas e distribuído de maneira uniforme dentro

da câmara de combustão. O formato da câmara de combustão, o número de furos do injetor e o perfil do jato são características do projeto do motor que influenciam na mistura do combustível com o ar. A cinética da admissão do ar também pode ser manipulada de forma que o ar permaneça dentro da câmara de combustão em movimento, circular ou ascendente, favorecendo a mistura e vaporização do combustível.

Uma vez injetado, a alta temperatura vaporiza o combustível que é então incendiado e as gotas continuam a vaporizar e a queimar até que a massa de combustível ou de ar se esgote e a queima não seja mais possível no interior do cilindro. Do início da vaporização até o início da combustão existe um atraso que varia conforme a dinâmica da mistura e vaporização do combustível, assim como depende da temperatura de operação, da pressão do ar e das características do sistema de admissão e escape, o que torna o controle da combustão em um motor diesel complexo e altamente dependente das condições de operação do motor e do controle do sistema de ar.

Durante o período de queima do diesel ocorre um aumento abrupto da pressão acima do pistão. A rápida expansão dos gases de combustão em seguida empurra o pistão para baixo, fornecendo energia para o virabrequim. Ao fim do ciclo de expansão o pistão novamente sobe e com a válvula de escape aberta os gases da combustão são expelidos.

A seguir serão apresentados alguns tópicos de importância para o entendimento do projeto que utilizará a tecnologia de recirculação de gases de escape como principal recurso de redução das emissões de óxidos de nitrogênio.

2.2 Formação de poluentes

2.2.1 Formação de Material Particulado - MP

O material particulado é o poluente que mais caracteriza o motor diesel, responsável pela tradicional emissão da fumaça preta muito prejudicial ao organismo humano. O início de sua formação acontece durante o processo de combustão ainda dentro dos cilindros do motor principalmente devido à utilização de combustíveis com elevada massa molar, sob altas temperaturas em regiões da câmara de combustão ricas em combustível (GARCIA, 1992). O sistema de escape do motor também exerce grande influência sobre a formação do material particulado porque promove a aglomeração dos hidrocarbonetos (HC) e ácido sulfúrico, condensados durante o resfriamento dos gases na fase de exaustão. O núcleo do material particulado basicamente é um composto sólido formado de carbono e partículas metálicas aglomeradas vindas do sistema de lubrificação. A aglomeração dos átomos de carbono forma plaquetas cristalinas com arranjos hexagonais que se unem e ficam dispostas em camadas de 2 a 5 níveis formando estruturas próprias compondo assim a partícula.

A Figura 1 ilustra a estrutura do material particulado, composto pelas plaquetas de carbono.

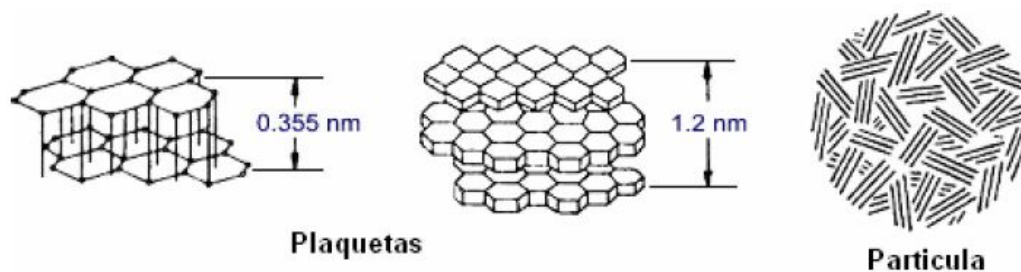


Figura 1: Estrutura do material particulado (Adaptado de Heywood, 1988)

2.2.2 Formação de Óxidos de Nitrogênio - NO_x

A denominação NO_x refere-se ao óxido nítrico (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO₂), isto é, NO_x = NO + NO₂. Nas emissões de motores diesel, o óxido nítrico (NO) é normalmente o mais abundante e constitui de 70 a 90% do total de NO_x.

O NO é formado a partir do processo de combustão e o NO₂ formado a partir do NO disponível na câmara de combustão. Os mecanismos de formação destes poluentes são fortemente afetados pela temperatura, pressão, condições da chama e concentrações dos demais componentes na combustão.

A formação do óxido nítrico (NO), de acordo com Heywood (1988), se dá ao longo da faixa de alta-temperatura de gases queimados próxima da chama, através de reações químicas que envolvem átomos de nitrogênio e de oxigênio (presentes no ar limpo admitido) e moléculas que não atingiram equilíbrio químico. A formação de óxido nítrico (NO) pode ser descrita pelos seguintes processos químicos.



A formação do dióxido de nitrogênio pode ser descrita pela reação química:



Conseqüentemente, a conversão de NO₂ para NO, ocorre pela reação:



A taxa de formação de moléculas de NO é diretamente proporcional à temperatura no interior da câmara de combustão e à concentração de oxigênio, como ilustra a Figura 2.

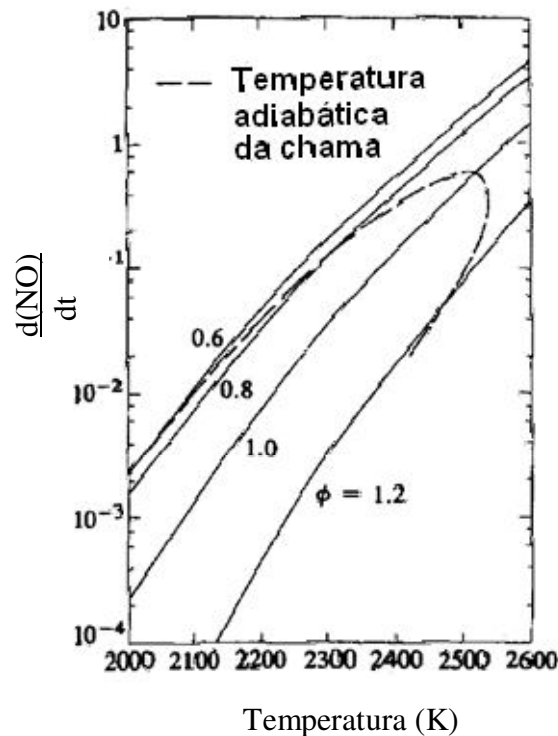


Figura 2: Taxa de criação de moléculas de NO em função da temperatura para diferentes razões de equivalência (Φ) (Adaptado de Heywood, 1988)

Vê-se que a temperatura no interior da câmara de combustão é fator preponderante para aumentar a taxa de produção de moléculas de NO.

A razão de equivalência (Φ) é um indicador da relação combustível/ar relativo à mistura estequiométrica e, conforme visto na figura acima, mesmo para valores abaixo ou acima do ponto de mistura estequiométrica ($\Phi = 1$) a produção de moléculas de NO é influenciada pela temperatura de combustão.

Dessa forma, um método eficiente na redução da formação deste poluente é o controle da temperatura da combustão. Um método eficiente de reduzir a temperatura da combustão é adicionar ao cilindro um gás inerte. Diversos gases têm sido avaliados para cumprir essa tarefa, conforme pode ser visto na Figura 3.

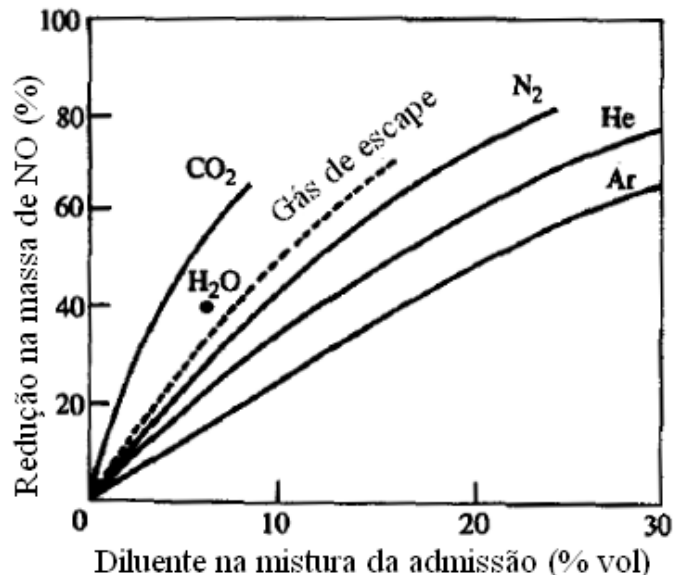


Figura 3: Redução da massa de NO em função da concentração de diversos gases na admissão
(Adaptado de Heywood, 1988)

Observa-se que a presença de gases diluentes misturados com o ar limpo admitido constitui um eficiente meio de reduzir a produção de óxidos de nitrogênio. O gás de escape do próprio motor também foi avaliado no ensaio e mostrou ser um eficiente diluente. Portanto, um meio prático de reduzir as emissões de poluentes em motores diesel é a readmissão de uma parcela dos gases provenientes do escape.

Conforme já mencionado, o NO_x expressa a somatória do NO com o NO_2 e sem dúvidas esses óxidos constituem o poluente mais tóxico emitido pela combustão do diesel, é um grande membro precursor do ozônio (SILVA, 2008) e desempenha um importante papel na poluição química do ar. As concentrações do NO_x na saída do escape normalmente são de 50 a 5000 ppm.

Na próxima seção, serão apresentados mais detalhes da técnica de recirculação de gases de escape.

2.2.3 Efeito da recirculação de gases de escape nas emissões

Sabendo que a temperatura influencia diretamente a taxa de formação de NO, um método de controle de emissões eficiente envolve o controle da temperatura da combustão. Uma forma de atingir esse objetivo é a adição de um diluente na mistura ar/combustível. Um diluente disponível no próprio motor é o gás de escape, que pode ser dosado e direcionado para o coletor de admissão e adicionado à mistura admitida conforme necessário.

O efeito da readmissão dos gases de escape sobre a emissão de NO está ilustrado na Figura 4.

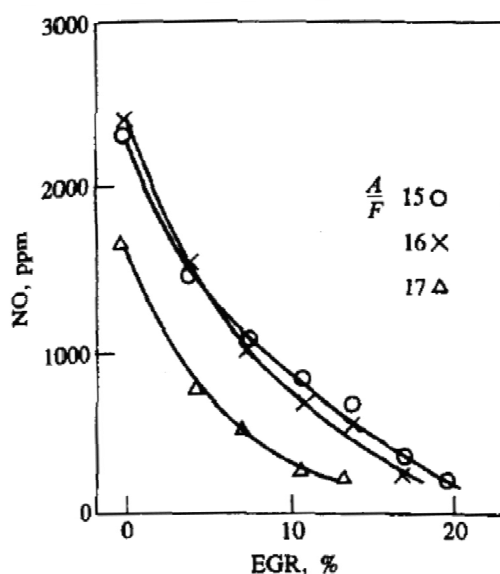


Figura 4: Concentração de NO com relação à porcentagem de recirculação de gases de escape pela admissão para várias razões ar/combustível (A/F) (Extraído de Heywood, 1988)

Vê-se na figura que a concentração de NO tende a reduzir com o aumento da porcentagem de recirculação de gases (EGR %) para a admissão.

No entanto altas taxas de EGR podem gerar a alteração da química no processo de combustão, aumentando de forma abrupta as emissões de hidrocarbonetos (HC), conforme visto na Figura 5.

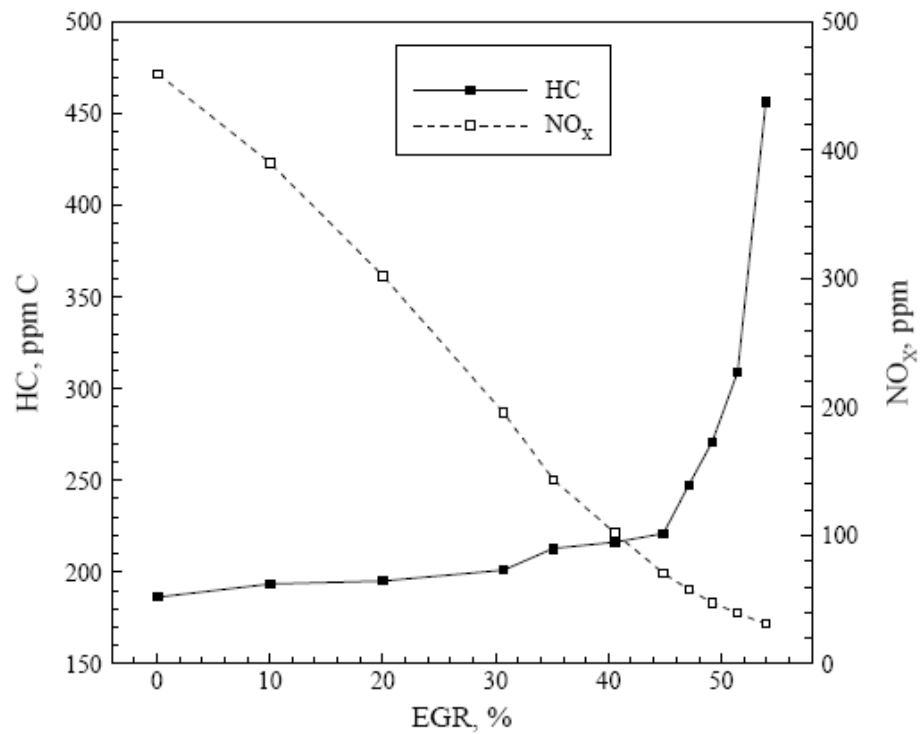


Figura 5: Concentração de óxidos de nitrogênio (NO_x) e de hidrocarbonetos (HC) com relação à porcentagem de recirculação de gases de escape (EGR %) (Extraído de Wagner, 2000)

A Figura 5 permite ver que o aumento da recirculação de gases (EGR %) acima de 45% altera significativamente a concentração de óxidos de nitrogênio (NO_x) e de hidrocarbonetos (HC) e este último por sua vez participa diretamente na produção de material particulado. Ensaio semelhante analisando a taxa de produção de material particulado pode ser visto na Figura 6.

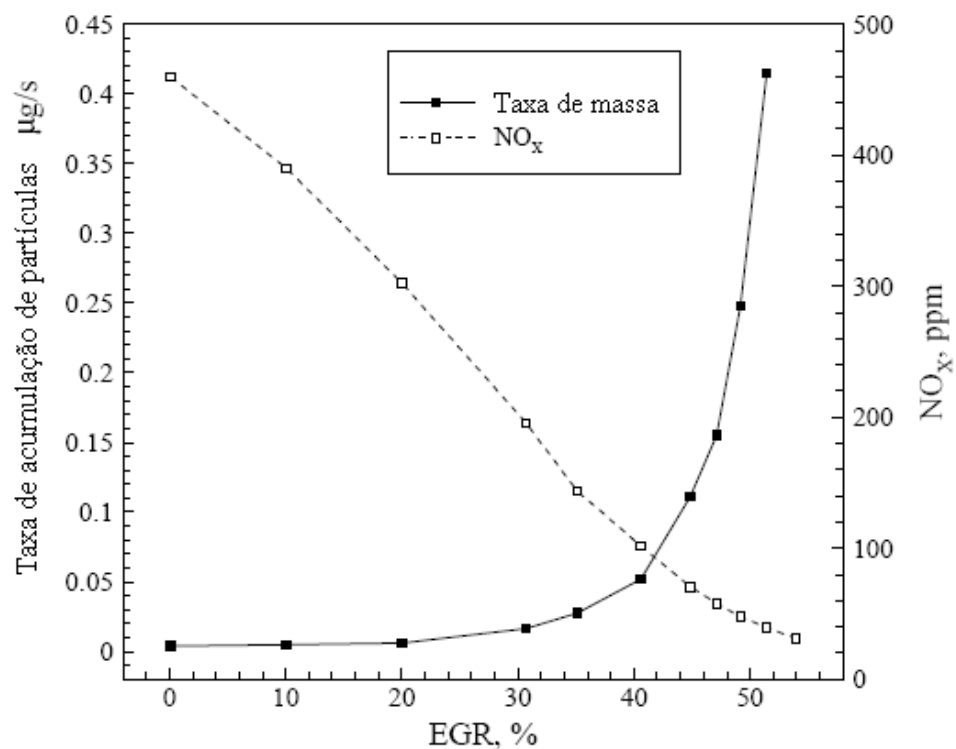


Figura 6: Concentração de óxidos de nitrogênio (NO_x) e taxa de acumulação de partículas com relação à porcentagem de recirculação de gases de escape (EGR %) (Extraído de Wagner, 2000)

No trabalho de Wagner (2000), também foi demonstrado que as mudanças nas taxas de EGR interferem no tamanho e na concentração das partículas que formam o material particulado, conforme visto na Figura 7.

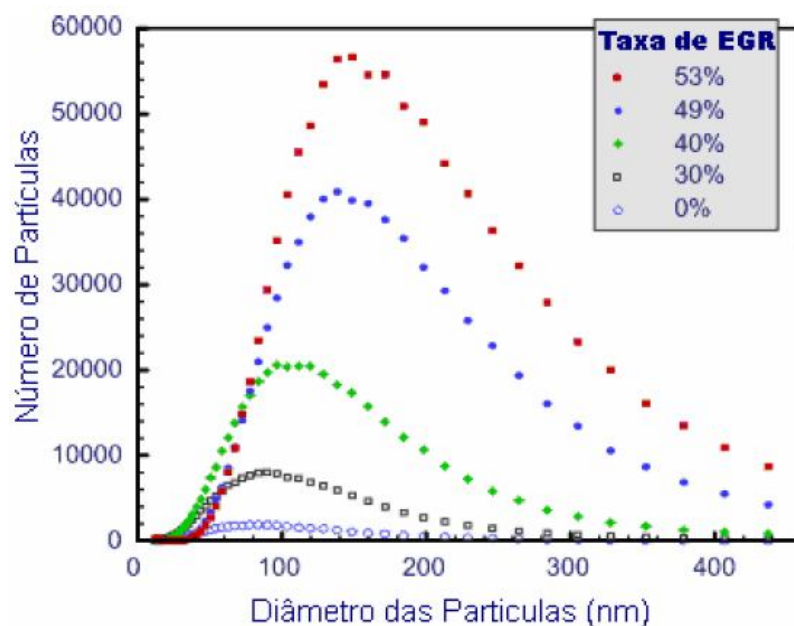


Figura 7: Distribuição do tamanho e número de partículas em função da taxa de EGR (%)
(Adaptado de Wagner, 2000)

Observa-se na Figura 7, que quando mudada a taxa de EGR de 30% para 49%, o pico da produção de partículas aumenta mais de 4 vezes e o tamanho médio das partículas também aumenta. A hipótese levantada para explicar o aumento no tamanho da partícula se dá a partir da teoria de que os núcleos das partículas formadas são re-introduzidas na câmara de combustão, que, em baixa temperatura, favorece a aglomeração entre eles formando grandes partículas. Outra hipótese é que a recirculação de grandes quantidades de gás inerte na admissão dificulta a propagação da chama da combustão e torna esse fenômeno mais lento resultando em uma combustão incompleta, aumentando os níveis de hidrocarbonetos e de partículas encontrados no escape do motor.

A recirculação de gases, portanto, é eficiente meio redutor das emissões, mas o controle da porcentagem de recirculação é fator importante para que a combustão não seja excessivamente alterada e leve ao aumento da produção de outros poluentes.

2.3 Arquitetura do sistema de recirculação de gases de escape

A tecnologia EGR (*exhaust gas recirculation*) utilizada na redução da produção de poluentes consiste em recircular uma fração dos gases de escape pela admissão do motor e para tal efeito ocorrer de forma controlável deve-se adicionar alguns componentes ao motor. São conhecidas diversas arquiteturas do sistema de ar para motores diesel com recirculação de gases de escape e cada uma possui uma característica de desempenho na redução das emissões e penalização do consumo de combustível.

Baert (1999) investigou três possíveis arquiteturas do sistema de ar com recirculação e avaliou os resultados com relação às emissões de poluentes e consumo específico de combustível, iniciando somente com o uso de uma válvula de recirculação (EGR) para o controle da recirculação. Depois adicionou uma turbina de geometria variável (VGT) e em seguida um tubo de venturi na entrada do ar limpo no coletor de admissão. A configuração com variação apenas da válvula EGR não se mostrou viável em todas as faixas de rotação e carga do motor. Os melhores compromissos entre redução dos poluentes e aumento do consumo foram vistos nas duas últimas configurações, onde o tubo de venturi se mostrou importante contribuindo para que se possa aumentar as taxas de recirculação, reduzindo ainda mais as emissões de NO_x .

Squaiella (2010) estudou os resultados de emissões e consumo em três combinações de componentes e variou diversos componentes e parâmetros de injeção. Inicialmente avaliou um motor equipado com turbina de geometria variável (VGT) e válvula de recirculação comprovando ser uma solução viável na redução de emissões. Em seguida substituiu a turbina por uma do tipo duplo estágio, trocou o resfriador de gases de escape por um maior e adicionou uma válvula de restrição da admissão resultando em menores níveis de emissões e mantendo um nível aceitável de consumo de combustível. Por fim aplicou injetores de combustível com maior fluxo hidráulico, resfriador de gases de escape com maior rendimento e menor restrição e aplicou variações na quantidade injetada de combustível e no ângulo de injeção, obtendo resultados extremamente positivos e mostrando a viabilidade de operação em altas taxas de recirculação de gases de escape.

A arquitetura do motor adotado como referência neste trabalho é da forma vista na Figura 8.

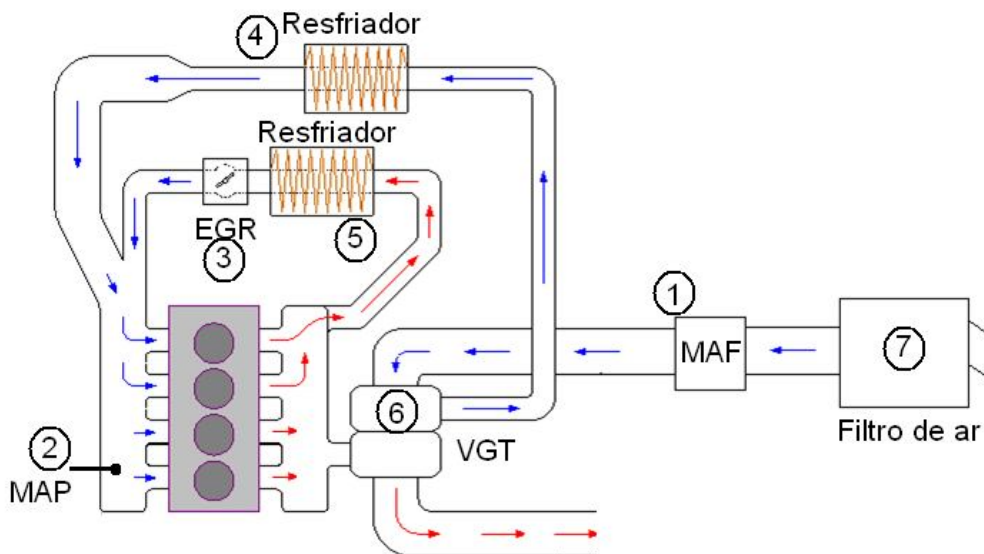


Figura 8: Arranjo do motor e seus componentes com indicação do fluxo de ar

Principais componentes do sistema de ar do motor:

- 1 – MAF: Sensor medidor da vazão mássica de ar (em miligramas por ciclo de admissão por cilindro – mg/adm).
- 2 – MAP: Sensor medidor de pressão do ar no coletor de admissão (em hPa).
- 3 – EGR: Válvula proporcional de recirculação de gases de escape (EGR).
- 4 - Resfriador de ar limpo (ar-ar).
- 5 - Resfriador de gás de escape (ar-água).
- 6 – VGT: Turbina de geometria variável.
- 7 – Filtro do ar admitido no motor.

Vê-se na figura que o ar limpo admitido no motor passa pelo filtro de ar (7), atravessa o sensor de medição de vazão mássica de ar (1), é comprimido pela turbina (6), atravessa o resfriador (4) e chega ao coletor de admissão do motor com a pressão medida pelo sensor (2). O gás de escape tem sua maior parcela atravessando a turbina (6) e fluindo pelo tubo de escape do motor, mas uma pequena parcela dos gases pode ser desviada do coletor de escape através de um duto e quando estiverem recirculando pelo motor devem passar por um resfriador de gases (5) e

pela válvula de controle de recirculação (3) até atingir o coletor de admissão. A válvula de recirculação de gases de escape (EGR) permite abertura proporcional controlada por um atuador eletrônico de posição com microprocessador comandado remotamente por comunicação serial CAN.

A abertura da válvula EGR provoca o aumento da recirculação de gases e o sensor MAF mede a consequente queda na massa de ar limpo admitida no motor.

Para que haja a recirculação do escape para a admissão é necessário que a pressão dos gases no coletor de escape seja superior à pressão no coletor de admissão, caso contrário ocorrerá o fluxo inverso, o que não é desejável, especialmente em sistemas turbo alimentados, resultando em perda de eficiência do motor. O motor e seus componentes devem, portanto, ser projetados de forma a obter pressões maiores no sistema de escape para que os gases fluam na direção correta permitindo a ativação da recirculação dos gases e controle de poluentes.

A turbina de geometria variável (VGT) é uma evolução das turbinas puramente mecânicas, pois permite a variação controlada do ângulo de incidência do gás de escape sobre as pás do rotor interno o que se reflete em variação da razão de compressão da turbina. Nesse estudo foi utilizada uma turbina com atuador de posição eletrônico com microprocessador comandado remotamente por comunicação serial CAN. Alterações no comando da geometria da turbina VGT produzem alterações na velocidade de rotação do rotor interno e na pressão do ar no coletor de admissão, medida pelo sensor MAP.

Os resfriadores retiram o calor dos gases diminuindo a temperatura e aumentando a densidade dos gases no sistema de admissão, o que contribui para o aumento do rendimento mecânico do motor (GARCIA, 1992, p. 272) e contribui para a redução das emissões de NO_x (SQUAIELLA, 2010).

2.4 Acoplamentos entre as variáveis controladas

Como os dois atuadores (EGR e VGT) estão conectados ao coletor de escape e compartilham a energia proveniente dos gases de escape, há uma clara e considerável influência entre os fluxos de gás (NIEUWSTADT, 2000, p. 64).

Dessa forma é esperada alteração no fluxo de recirculação de gas de escape quando ocorrer mudança no comando da turbina de geometria variável (VGT). Similarmente, se ocorrer uma alteração na abertura da válvula de recirculação (EGR) é esperado uma alteração no desempenho da turbina, refletindo na pressão do coletor de admissão (MAP).

A influência da pressão do coletor na massa total de ar admitido e esta, por sua vez, na recirculação de gases, podem ser vistas através da Equação 5 e Equação 6, respectivamente.

A massa total admitida no motor (M_{cyl}) é calculada pela Equação 5 (HEYWOOD, 1988, p. 296):

$$M_{cyl} = \frac{\eta_{vol} \cdot MAP \cdot V_d}{R \cdot T_{adm}} \quad \text{Equação 5}$$

onde:

- M_{cyl} é a massa total admitida no cilindro (mg/adm).
- MAP é a pressão absoluta no coletor de admissão (hPa).
- η_{vol} é a eficiência volumétrica (%).
- V_d é o volume de 1 cilindro do motor (cm^3).
- R é a constante dos gases (0,28705 kJ/kgK).
- T_{adm} é a temperatura do gás no coletor de admissão (K).

A porcentagem de recirculação de gás de escape na admissão do motor pode ser definida como (CHAUVIN, 2007, p. 484):

$$\text{Recirculação (\%)} = \frac{M_{egr}}{M_{cyl}} \cdot 100\% = \left(\frac{M_{cyl} - M_{af}}{M_{cyl}} \right) \cdot 100\% \quad \text{Equação 6}$$

onde:

- M_{cyl} é a massa total admitida no cilindro.
- M_{egr} é a massa de gás de escape recirculado para a admissão.
- M_{af} é a massa de ar limpo admitida (medida pelo sensor MAF).

Conforme descrito pela Equação 6, a porcentagem de recirculação é relacionada com a massa de gás de escape recirculado (M_{egr}) que é controlada pela válvula de recirculação EGR, mas que sofre influência da diferença entre a pressão no coletor de escape e de admissão; então se conclui que quaisquer alterações do comando da geometria da turbina (VGT) podem causar alterações nas pressões e vazões e por fim na porcentagem de recirculação e nas emissões de poluentes do motor.

De forma análoga, alterações na abertura da válvula EGR causam alterações na pressão no coletor de escape e admissão e também alteram a massa de gás disponível para atravessar as pás da turbina alterando a eficiência da mesma e resultando em alterações na pressão e temperatura do gás no coletor de admissão, o que também altera a porcentagem de recirculação e as emissões de poluentes do motor.

2.5 Controle de variáveis físicas para a redução das emissões

Para que um motor moderno e computadorizado equipado com sistema de injeção eletrônica de combustível e com tecnologia de recirculação de gases de escape (com válvula EGR e turbina VGT) atenda aos requisitos de emissões e de consumo de combustível, são estabelecidos valores de referência para todos os parâmetros controláveis do motor, sendo eles:

- Quantidade injetada de combustível (mg/injeção).
- Ângulo de início de injeção de combustível (em graus relativos ao ponto morto superior).
- Pressão de injeção de combustível (em MPa).
- Pressão do gás no coletor de admissão (em hPa).
- Porcentagem de recirculação de gases de escape (em %).

A quantidade injetada de combustível é controlada com boa aproximação pelo tempo de abertura e fechamento dos bicos injetores do motor.

O ângulo de início de injeção é controlado com precisão pelo sistema de sensoriamento de sincronismo do motor, que é composto por um sensor que monitora a posição de uma roda com perfil dentado que é montada solidária ao eixo girante do motor.

A pressão de injeção de combustível é controlada pelo conjunto de bomba de combustível equipada com sensor de pressão de combustível. Esse conjunto é conectado eletricamente ao computador que controla o motor e através do controle em malha fechada a pressão é controlada.

A pressão no coletor de admissão é controlada pelo conjunto de turbina de geometria variável e pelo sensor de pressão do ar no coletor de admissão do motor. Os componentes são conectados eletricamente ao computador que controla o motor e através do controle em malha fechada a pressão é controlada.

A porcentagem de recirculação efetiva, por sua vez não pode ser facilmente controlada pois não pode ser diretamente medida. A porcentagem de recirculação é estimada como descrito anteriormente na Equação 6 e dessa equação observamos que o único elemento que pode ser diretamente medido por um sensor no motor, é a vazão de ar limpo admitido (MAF). A porcentagem de recirculação pode então ser definida e controlada indiretamente por meio de um valor de referência de vazão de ar limpo (MAF) e, portanto, o principal atuador que pode controlar a vazão (MAF) é a válvula EGR.

Portanto, a eficiência do controle simultâneo de ambas as variáveis envolvidas no sistema de ar do motor influencia no desempenho do motor e na produção de poluentes.

2.6 Tecnologia de controle atual

Em sua grande maioria, as aplicações comerciais de motores diesel atualmente empregam no controle de valores de referência de pressão (MAP) e da vazão de ar limpo (MAF) controladores descentralizados que atuam sobre cada variável independentemente e devido aos acoplamentos existentes entre as variáveis controladas, o sistema de controle está suscetível a problemas de interferência entre controladores que causem instabilidade no motor.

A arquitetura de controle descentralizado aplicada para cada variável controlada pode ser vista na Figura 9.

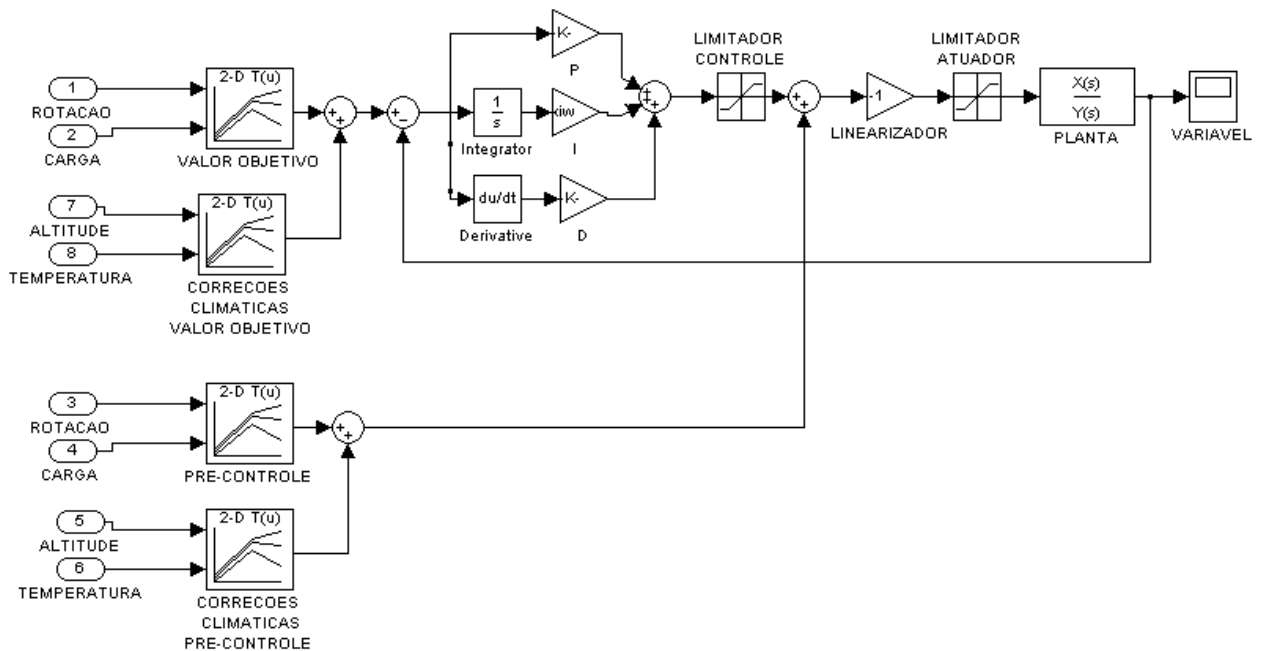


Figura 9: Arquitetura de controle

O controlador pode ser, conforme as características da planta, do tipo PI ou PID e geralmente associado com pré-control, dado por valores tabelados e interpolados em função da rotação e porcentagem de carga do motor. Tanto o pré-control como o valor de referência são ajustados em função das condições climáticas de onde o motor ou veículo se encontra. A entrada do controlador é realimentada pelo erro existente entre o valor de referência e o valor medido da variável controlada na planta (motor). À saída do controlador aplica-se um limitador com a função de restringir a influência deste sobre a planta a uma certa amplitude para evitar efeitos catastróficos sobre o motor em caso de uma eventual instabilidade dos controladores devido às falhas no motor ou deterioração dos sensores.

O resultado da soma da saída do controlador com o pré-control é linearizado antes de ser enviado ao atuador. Nesta etapa a pressão ou vazão medidos na planta, que normalmente possuem comportamento não linear em relação à posição do atuador do motor, são ajustados através de tabelas estáticas contendo o inverso do comportamento não linear da planta de forma que o deslocamento do atuador e o resultado final da pressão ou vazão na planta mantenham uma relação aproximadamente linear. Após a linearização aplica-se a limitação da faixa de operação do atuador que tem o objetivo de respeitar os limites mecânicos e elétricos em que o atuador pode funcionar no motor.

Ao redor dos controladores, outras estratégias auxiliares poderiam ainda ser aplicadas, como por exemplo:

- Desligamento do controlador em certas regiões e regimes de operação, como, por exemplo, em cargas ou pressões muito baixas onde o atuador não produz efeito sobre a planta;
- Estratégia limitadora da parte integral para evitar saturação da saída em caso de erro persistente.

Sendo o motor um sistema altamente não linear e que pode ainda operar em diversas condições de carga e rotação, sob grandes variações de temperatura e pressão atmosférica, os elementos de controle acima descritos têm suas características e valores ajustados com relação à:

- Rotação do motor.
- Porcentagem de carga.
- Temperatura da água do motor.
- Temperatura do ar externo.
- Temperatura do ar admitido na câmara de combustão.
- Pressão atmosférica ou altitude.

Portando, o sistema de controle é repleto de possibilidades de ajuste e ao final resulta em um sistema complexo para ser sintonizado e analisado. Entretanto, apesar de todas as estratégias auxiliares e correções que são incorporadas, o problema do acoplamento entre as variáveis ainda não foi resolvido. Com a utilização de tecnologias de controle multivariável, por suas características, é esperado que o sistema de controle possa apresentar um desempenho superior no desacoplamento das variáveis, tal como obtido por Ueno (2009, p. 9).

2.7 Controlador LQR

O controlador LQR segue a lei de realimentação de estados dada pela Equação 7:

$$u = -K_{LQR} x \quad \text{Equação 7}$$

onde:

- u é o vetor de controle aplicado aos atuadores
- K_{LQR} é a matriz de realimentação de estados do controlador
- x é o vetor de estados da planta

A matriz de realimentação de estados por sua vez, é definida pelo projeto do controlador LQR, que visa minimizar a função custo dada pela Equação 8.

$$J = \int_0^{\infty} [x(t)^T Q x(t) + u(t)^T R u(t)] dt \quad \text{Equação 8}$$

Algumas propriedades importantes do controlador LQR podem ser destacadas:

- Minimiza um índice de desempenho quadrático (SKOGESTAD, 1996, p. 376).
- Para a matriz R escolhida diagonal, apresenta uma margem de ganho infinita e de fase garantida (60°) em cada entrada de controle (SKOGESTAD, 1996, p. 381).

Portanto, o controlador LQR possui características de margem de fase e de ganho asseguradas.

Outra característica a destacar, é que os pólos do sistema resultante podem ser alocados buscando o resultado que minimize a função custo. No projeto ótimo, entretanto, a influência exercida sobre a distribuição de pólos de malha-fechada é indireta, por intermédio das matrizes de ponderação Q e R .

No entanto, o controlador LQR, para ser implementado em uma aplicação real, requer que todos os estados da planta sejam conhecidos e estejam disponíveis para uso no controlador (SKOGESTAD, 1996, p. 376).

A arquitetura de controle LQR proposta neste trabalho assumirá, para fins de projeto teórico nas condições nominais, que todos os estados estão disponíveis para a realimentação do controlador.

2.8 Revisão da literatura

Diversos trabalhos analisaram os resultados obtidos por outras arquiteturas de controle, realimentação de outras variáveis e novos sensores, assim como o uso de valores de referência diferentes.

Nieuwstadt (1998) projetou duas arquiteturas de controle, PID descentralizado e PI coordenado, controlando valores de referência de vazão e pressão (MAF e MAP respectivamente) com o objetivo principal de agilizar a resposta do MAF para obter melhor desempenho de aceleração do motor; para isso usou a mesma metodologia de projeto dos controladores através da minimização de uma função custo que considera a resposta em frequência da malha de controle enfatizando a autoridade de controle em baixas frequências. Comparou as duas estratégias em ambiente de simulação e com o motor em dinamômetro. Obteve como resultado que a estratégia coordenada mostrou, em média, um pequeno benefício no desempenho de atingimento dos valores de referência em comparação com a estratégia descentralizada. Os modelos não lineares utilizados na simulação foram obtidos a partir do equacionamento das variáveis físicas do motor.

Nieuwstadt (2000) projetou e sintonizou manualmente cinco diferentes arquiteturas de controle do sistema de ar de um motor diesel equipado com turbina VGT e válvula de recirculação de gases de escape (EGR). A saber:

- Dois controladores PI descentralizados, controlando o sistema de ar do motor através da leitura de sensores de vazão (MAF) e pressão (MAP).
- Dois controladores PI descentralizados, controlando a vazão (MAF) estimada por cálculo e a pressão (MAP) medida por sensor.
- Um controlador unificado com duas entradas e duas saídas (*Rank One*), controlando a vazão (MAF) e pressão (MAP), ambos medidos por sensores.
- Um controlador multivariável linear proporcional da vazão (MAF) e da pressão do coletor de escape, ambos medidos por sensores.
- Dois controladores PI descentralizados, controlando a pressão medida (MAP) e a razão de recirculação dos gases de escape calculada.

Mediu e comparou o desempenho na redução de emissões dos controladores aplicados ao motor diesel submetido ao ciclo transiente EUDC (*Extra Urban Drive Cycle*).

Como resultado, não detectou melhor desempenho de nenhum controlador na redução simultânea dos dois principais poluentes (NO_x e MP), estes se mantiveram sobre a curva que representa o compromisso normalmente encontrado entre NO_x e MP.

Alfieri (2006) estudou a aplicação de um controlador H_∞ buscando atingir o valor de referência da relação ar/combustível medido por um sensor instalado no tubo de escape e atuando apenas sobre a válvula EGR. O controle da pressão no coletor de admissão (MAP), através da atuação da turbina VGT, não foi incluído na arquitetura de controle sob estudo. Esse arranjo foi avaliado por ensaio de motor em dinamômetro com medição das emissões de poluentes e comparando os resultados em ensaio similar com a arquitetura convencional de controle (PID). A nova arquitetura, apesar de obter o melhor controle da relação ar/combustível, não conseguiu reduzir a emissão de poluentes do motor e aumentou o esforço de controle da válvula EGR. O modelo da planta para fins de projeto de controle foi assumido linear de segunda ordem cujos coeficientes foram ajustados pelo método dos mínimos quadrados.

Garcia-Ortiz (2006) avaliou duas novas arquiteturas de controle comparando-as à arquitetura convencional (PID) em ensaios do motor em banco de testes. Projetou e otimizou, via uma função custo representativa do controle ótimo, duas malhas de controle sendo uma SISO-GPC e uma MISO-GPC (*General predictive control*) ambas controlando a pressão do gás no coletor de escape e a vazão de ar limpo admitido. Para uso no projeto dos controladores determinou modelos lineares através de análise computacional utilizando estímulos pseudo-

aleatórios. Como resultado obteve melhora na capacidade de rastreamento dos valores de referência e redução na emissão de poluentes.

Hofbauer (2006) utilizou modelos lineares em espaço de estados obtidos a partir da linearização de modelos físicos para projetar um controlador LQG/LTR, aplicado no controle de velocidade de um gerador a gás equipado com dois atuadores no sistema de ar do motor, sendo uma válvula de alívio de pressão e uma válvula borboleta na admissão para a dosagem de ar. Para eliminação do erro estacionário, adicionou ao modelo da planta em espaço de estados um integrador do erro de controle. A partir de resultados de simulação de estímulo degrau utilizando os modelos não lineares para representar o motor, obteve melhor controle da rotação utilizando o controle multivariável quando comparado com o controle PID convencional. No ensaio no motor real o controle multivariável conseguiu estabilizar a operação em potências baixas apenas e o autor não comparou o desempenho entre os controladores.

Mirheidari (2007) obteve modelos não lineares através do equacionamento das variáveis físicas (massa e energia) para representar o sistema de ar de um motor diesel, equipado com turbina VGT e válvula de recirculação EGR, para fins de projeto de controle. Para projetar um controlador linear LQR, linearizou os modelos para um ponto específico de operação e utilizou um sistema supervisor que aciona o controlador mais apropriado de acordo com a região de operação da planta. Os valores de referência do controlador foram a relação ar/combustível e a porcentagem de recirculação de gases de escape. Como resultado de simulação, o controlador LQR não conseguiu controlar o sistema não linear equivalente ao sistema de ar do motor, apenas adicionando o escalonamento não linear dos erros de estado foi possível aprimorar o desempenho de controle.

Yue-Yun (2007) obteve modelos lineares através da análise da resposta em frequência do sistema de ar do motor diesel equipado com turbina VGT e válvula EGR para uso no projeto e simulação. Projetou um controlador multivariável a partir de controladores PID desacoplados e utilizou um pré-controlador cujo valor foi determinado a partir dos modelos invertidos da planta. As variáveis controladas foram a pressão no coletor de admissão (MAP) e a porcentagem de recirculação de gases de escape. Como resultado de simulação, o controlador conseguiu controlar e atingir os valores de referência, assim como obteve um nível de desacoplamento satisfatório entre as variáveis.

Karlsson (2008) estudou a aplicação do controlador LQG na minimização de uma função de custo quadrática entre emissões de NO_x e particulado, provenientes de tabelas empíricas, atuando sobre a válvula de recirculação de gases (EGR) e sobre o ângulo de injeção de combustível. Duas variáveis são utilizadas para fechar a malha de controle, o cálculo da taxa de queima de combustível e o atraso de ignição, que são obtidos através da leitura de um sensor de pressão da câmara de combustão. As emissões de NO_x e particulado provenientes das tabelas são influenciadas pelas variáveis calculadas (atraso de ignição e taxa de queima de combustível). Nessa aplicação, os controladores LQG mostraram bom desempenho e rápida minimização da função custo de emissões de poluentes. Não foram resolvidos os problemas de não linearidade para outros pontos de operação do motor.

A partir do modelo linearizado de um motor ciclo otto, Francisco (2007) projetou controladores LQG/LTR e H_∞ e comparou os resultados do controle da regulação da velocidade de rotação do motor em marcha lenta, quando submetido a distúrbios do tipo degrau. Avaliou também a redução de ordem dos compensadores e comparou o compensador LTR na forma padrão e na forma proposta por Prakash. Como resultado, observou que o controlador H_∞ apresentou melhor desempenho se comparado com o LQG/LTR na estabilização da rotação. Essa característica foi mantida inclusive depois do sistema ser submetido à redução de ordem (truncamento balanceado de Schur). A implementação do compensador LTR proposto por Prakash resultou em recuperação da malha com as características praticamente iguais à estrutura padrão.

Ueno (2009) obteve modelos lineares da planta utilizando o modelo ARX, determinado a partir dos resultados de estímulos PRBS. O atraso de transporte foi determinado através de aplicação de impulso. Projetou um controlador preditivo modelado (MPC) associado a um observador, para correção de distúrbios. Este sistema tinha a função de controlar a pressão no coletor de admissão (MAP) e a vazão de ar limpo (MAF) segundo uma trajetória determinada pelo MPC. Para garantir a linearidade da malha de controle aplicou linearizadores modelados aos atuadores do motor, válvula de recirculação (EGR) e válvula borboleta (THR).

Como resultado de ensaios do motor submetido à aplicação de estímulos degrau, comparando o modelo proposto com o controlador convencional descentralizado, notou que a proposta multivariável apresentou tempos menores de atingimento dos valores de referência de ambas as variáveis controladas, assim como reduziu a interferência causada pelo acoplamento

entre as mesmas. O autor não aplicou metodologias de sintonia simultânea dos controladores antes da comparação.

Langthaler (2007) determinou modelos a partir da análise de resultados de ensaio do sistema de ar de um motor diesel, equipado com válvula EGR e turbina VGT, quando estimulados por sinais PRBS. Projetou e comparou duas proposta de controladores MPC (*Model predictive control*), ambos com atuação sobre a válvula EGR e a turbina VGT. Em uma proposta o controlador MPC regulou a vazão de ar limpo e a pressão no coletor de admissão. Na outra proposta o controlador MPC regulou a pressão do gás e a concentração de oxigênio no coletor de admissão. Todas as variáveis foram medidas através de sensores.

Cada controlador foi ensaiado no motor em ciclo transiente NEDC (*New European Drive Cycle*), com medição das emissões de NO_x e MP. Como resultado obteve que ambos os controladores apresentaram boa capacidade de regulação das variáveis, atendendo os valores de referência solicitados. O controlador que regulou a concentração de oxigênio, por sua vez, foi superior no controle da composição dos gases admitidos no cilindro, mas, apesar disso, os resultados de emissões de ambos os controladores foram muito parecidos e nenhuma arquitetura conseguiu reduzir ambos os poluentes simultaneamente, sendo que os poluentes (NO_x e MP) variaram seguindo um compromisso entre eles. O autor sugere o uso de valores de referência diferenciados.

Squaiella (2010) estudou os resultados de emissões em um motor com recirculação de gases de escape, quando promovidas variações na quantidade injetada de combustível, no número de injeções por ciclo e no ângulo de injeção das mesmas. Para tal, utilizou um sistema de injeção de combustível que permite 3 injeções a cada tempo de explosão, por cilindro. Como resultado do teste de emissão de poluentes, detectou que a injeção tardia de pequenas quantidades de combustível (5% do total injetado por cilindro), aos 30 graus após o início da injeção principal, permite a redução drástica da produção de material particulado, sem o aumento da quantidade de NO_x , alterando o compromisso normalmente encontrado entre estes dois poluentes.

Oehlerking (2009), utilizando um motor diesel turboalimentado, equipado com válvula de controle de recirculação (EGR) e válvula borboleta, desenvolveu e testou uma arquitetura de atuação integrada entre estes dois atuadores, onde a válvula borboleta apenas é acionada quando a válvula EGR já atingiu seu limite máximo de abertura. Com isso obteve menor consumo de combustível, devido à redução no uso da válvula borboleta, que causa restrição na circulação de

gases pelo motor. Adicionalmente, desenvolveu e validou um modelo mais preciso da eficiência volumétrica de admissão do motor, considerando a densidade do ar no coletor de admissão. Obteve modelos, pelo equacionamento dos princípios físicos do fluxo de ar no motor, utilizando-os para criar um pré-controlador baseado na inversão dos modelos. Com base nessa plataforma de atuadores integrados e utilizando o pré-controlador modelado, desenvolveu duas propostas de arquitetura de controle PI, sendo uma controlando a vazão de ar limpo, medida por um sensor, e outra controlando a porcentagem de recirculação, calculada por modelos. Como resultado do controlador da razão de recirculação modelada, obteve melhor controle da recirculação de gases, reduzindo a emissão de óxidos de nitrogênio, porém detectou perda de desempenho de aceleração no motor. O controlador convencional de vazão de ar limpo, por sua vez, apresentou melhor desempenho em aceleração, mas com menor controle sobre as emissões de poluentes, apresentando picos elevados da emissão de óxidos de nitrogênio.

No capítulo 3, a seguir, será descrita a metodologia de ensaios do motor e determinação dos modelos, em seguida são apresentados os modelos dinâmicos obtidos.

No capítulo 4 serão apresentadas as arquiteturas de controle, descentralizada e multivariável (LQR), a metodologia de sintonia para atingir os objetivos e os resultados obtidos.

O capítulo 5 apresenta e compara os resultados de desempenho dos controladores, analisando-os perante os princípios da formação dos poluentes, buscando identificar as vantagens potenciais e particularidades de cada arquitetura de controle. Ao final, apresenta também uma análise dos esforços de implementação identificados.

As conclusões são apresentadas no capítulo 6.

3 MODELAGEM DO MOTOR

3.1 Introdução

Visando expandir o conhecimento a respeito do motor tomado como referência para os estudos de controle de emissões, bem como proporcionar maior representatividade no projeto e análise do sistema de controle, foi projetado e efetuado um programa de ensaios e medidas no motor, para se identificar um modelo dinâmico externo (entradas-saídas) a servir de base ao projeto do sistema de controle. Nos ensaios efetuados, o motor foi colocado em condição de operação onde é possível assumir o seu comportamento dinâmico, para pequenas variações, como sendo aproximadamente linear.

Nesta seção abordaremos a metodologia de análise empregada na determinação dos modelos do motor, a arquitetura do motor ensaiado e os resultados obtidos.

3.1.1 Modelamento da planta

No motor em questão, é utilizada a turbina de geometria variável para controlar a pressão do coletor de admissão e é utilizada uma válvula proporcional de recirculação para controlar a razão entre massa de ar limpo e massa de gás de escape.

Na Figura 10 observam-se as entradas e saídas do sistema de ar do motor.

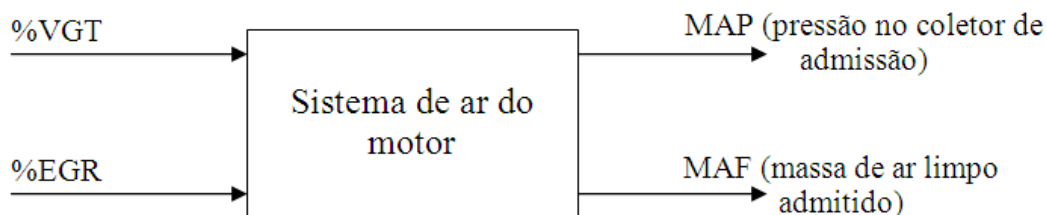


Figura 10: Configuração da planta para fins de controle de emissões

No entanto, buscando confirmar e considerar no projeto os efeitos dos acoplamentos existentes entre a malha de controle da vazão (MAF) e da pressão (MAP), o esquema da planta a ser utilizada como referência nos ensaios pode ser vista na Figura 11.

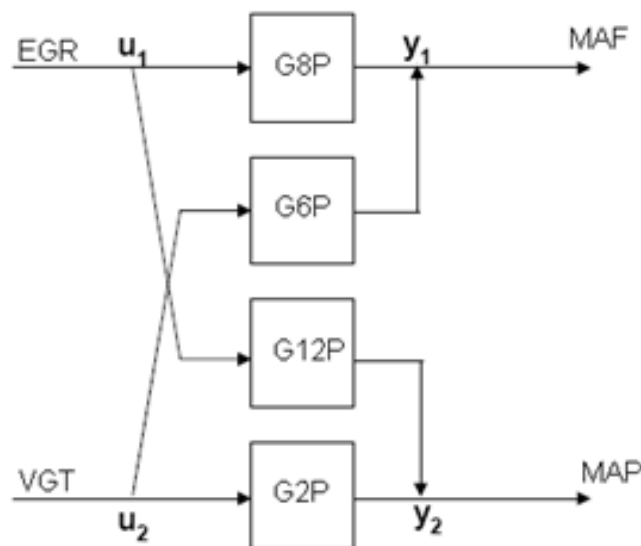


Figura 11: Planta com as entradas, saídas e os acoplamentos diretos e cruzados

Os blocos denominados G8P e G2P representam as funções de transferência diretas e G6P e G12P representam as funções de transferência dos acoplamentos cruzados entre as malhas.

O sistema de ar do motor, representado pelas pressões e vazões de ar, é altamente não linear (CHAUVIN, 2007, p. 485), no entanto pode ser aproximado a uma função linear para um ponto nominal específico de operação do motor e válido para pequenas amplitudes de variação dos atuadores EGR e VGT, conforme Yue-Yun (2008, p. 292), dessa forma, cada um dos blocos da Figura 11 será representado matematicamente por uma função de transferência linear associada ao respectivo atraso de transporte, conforme pode ser visto na Figura 12, de forma semelhante à Alfieri (2006).

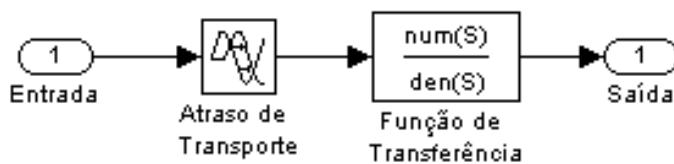


Figura 12: Composição dos modelos entrada-saída

O atraso de transporte será determinado por meio de ensaio de aplicação de estímulo do tipo degrau e a função de transferência será determinada por meio da análise dos resultados dos estímulos senoidal e PRBS.

Esta metodologia permitirá, portanto, obter uma função linear representativa da dinâmica do sistema de ar do motor válida para uma condição fixa de rotação e carga do motor e com amplitudes limitadas de variação dos atuadores.

3.1.2 Determinação do ponto de trabalho do motor

O objetivo final de um projeto de controladores é reduzir as emissões de poluentes do motor por meio do melhor controle das variáveis do sistema de ar, que sofrem constantes perturbações durante os transientes normais da operação em aplicação veicular, no entanto, durante o processo de certificação governamental do nível de emissões, o motor é submetido a ciclos padronizados de ensaios para medir a emissão dos poluentes. A medição e certificação governamental dos níveis de emissões de poluentes dos motores modernos passaram a ser medidas em ensaios com ciclos transientes ao invés de ensaiá-los apenas em ciclos estáticos.

Neste trabalho adotou-se o ciclo europeu de transiente (ETC) como referência (UNIÃO EUROPÉIA, 2008, p.79-86), que é um padrão de ensaio de emissões adotado para aprovação de motores no âmbito da comunidade européia, o qual define quais as condições de rotação e torque a que deve ser submetido o motor durante o ensaio de medição de emissões de poluentes, com duração total de 1800 segundos. Dispondo os pontos de operação do motor em um gráfico de dispersão relacionando a rotação e o torque percentuais, onde cada um segundo de ensaio é indicado por um ponto, obtemos o gráfico de dispersão da Figura 13.

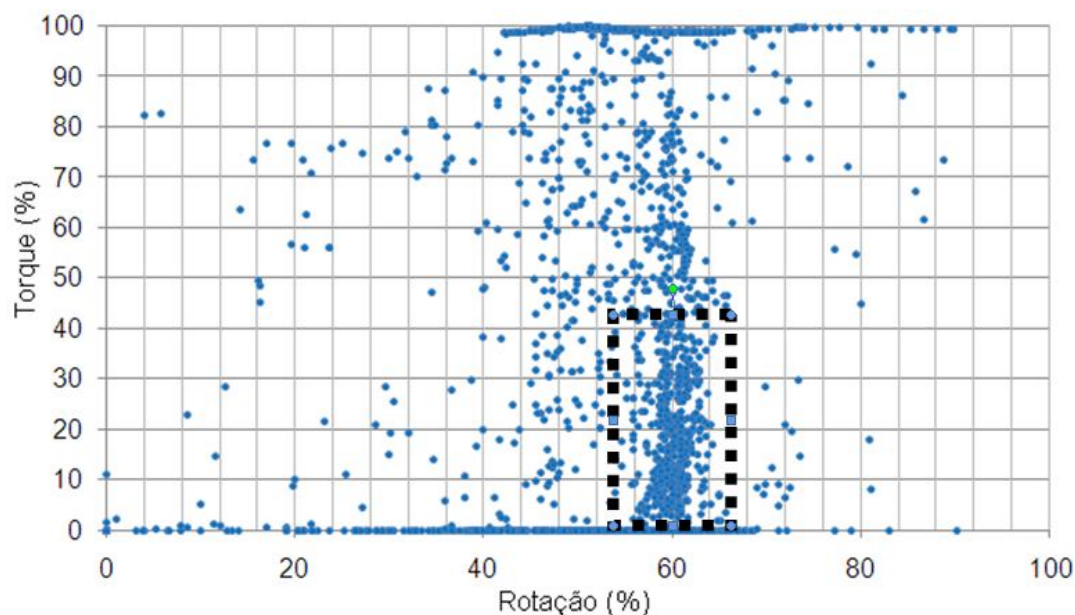


Figura 13: Dispersão dos pontos de ensaio transiente europeu (ETC) em função da rotação e ao torque normalizados, com delimitação da área com maior concentração de pontos.

Observa-se que existe uma maior concentração de pontos ao redor de 60% da rotação máxima do motor e de 0 a 40% do torque máximo, indicada na figura pelo retângulo pontilhado. A redução de poluentes é desejável em todas as regiões de operação do motor, mas dada a significativa contribuição desta região de elevada concentração procurou-se eleger um ponto nominal de operação do motor próximo a ela como primeiro ponto a ser utilizado na modelagem. Para o motor de referência a condição nominal de operação que mais se aproxima da região indicada na Figura 13 é a 25% do torque máximo e 2308rpm.

Com o objetivo de caracterizar o ponto nominal de operação, o motor será colocado em funcionamento em ambiente de ensaio e depois de estabilizado em condições normais de funcionamento os parâmetros de operação indicados na Tabela 1 serão anotados para identificar o ponto do modelo nominal.

Tabela 1: Valores representativos do ponto de operação nominal do motor

Variável	Unidade
Porcentagem de abertura da válvula de recirculação de gases de escape (EGR)	%
Porcentagem do comando da geometria do turbo (VGT)	%

Pressão do ar no coletor de admissão (MAP)	hPa absoluta
Pressão do ar no coletor de escape (Pexh)	hPa relativa
Vazão mássica de ar admitido (MAF)	Miligrama por ciclo de admissão por cilindro (mg/adm)
Rotação do motor	RPM
Carga do dinamômetro	% Torque máximo
Quantidade total de combustível injetada	mg / injeção
Ângulo de injeção do combustível	° DPMS
Pressão atmosférica	hPa
Temperatura do ar no coletor de admissão (TBA)	°C
Temperatura do gás no coletor de escape (Texh)	°C
Temperatura do gás depois do resfriador (Tegr)	°C

A primeira coluna contém os parâmetros que serão anotados após a estabilização do motor e a segunda coluna descreve as unidades de medida.

3.1.3 Avaliação da linearidade da planta ao redor do ponto escolhido

Para a construção de um modelo linear em torno do ponto de operação nominal é necessário investigar e determinar a região onde é possível assumir a hipótese de linearidade da variável controlada (pressão ou vazão) com respeito à variação do seu respectivo atuador (VGT ou EGR). Com esse objetivo, será feita uma varredura dos atuadores numa região de $\pm 10\%$ ao redor do ponto nominal para observar a resposta das variáveis pressão e vazão de ar, de forma similar ao efetuado por Yue-Yun (2008, p. 293).

3.1.4 Sinais de excitação utilizados no ensaio

O planejamento do trabalho de identificação de modelo linear tem em vista extrair a resposta da planta a três tipos de estímulos nas entradas dos atuadores:

- Estímulo do tipo degrau.
- Estímulo senoidal em diversas frequências.
- Estímulo binário pseudo-aleatório (PRBS).

A metodologia de aplicação e análise dos resultados é descrita a seguir.

3.1.5 Aplicação de estímulo do tipo degrau

A aplicação de estímulo do tipo degrau positivo ao comando dos atuadores da planta no processo de identificação de modelos dinâmicos permite observar algumas características importantes da planta, como, por exemplo:

- Ocorrência de ultrapassagem do valor de referência.
- Atraso de transporte.
- Sentido da reação (positivo ou negativo).

Estes parâmetros podem ser visualizados na Figura 14, onde, por exemplo, foi aplicado um degrau unitário no instante $t = 0$ s.

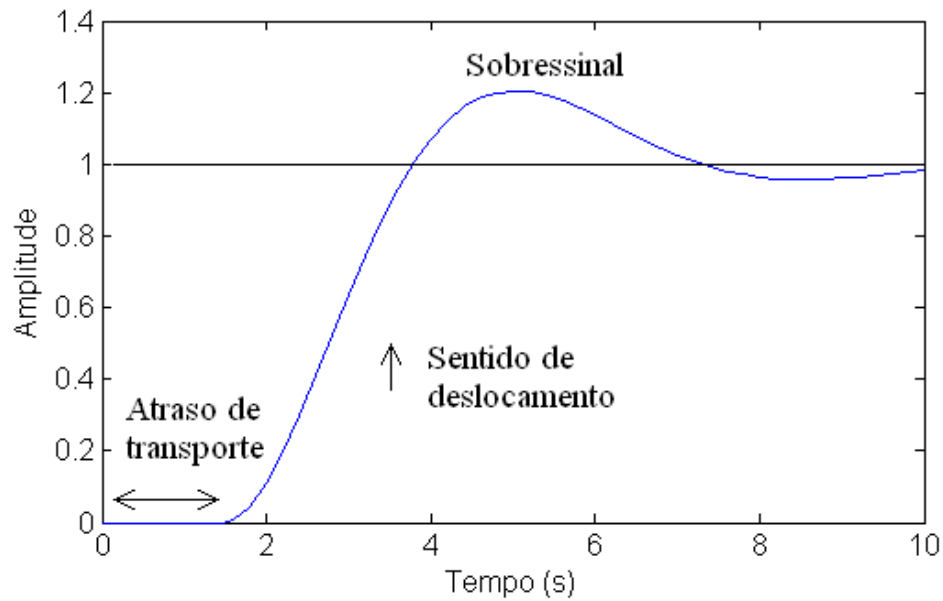


Figura 14: Parâmetros avaliados em um sinal submetido à aplicação de estímulo degrau

Serão aplicados estímulos do tipo degrau positivo ao:

- Comando da abertura da válvula de recirculação de gases (EGR).
- Comando da posição da turbina de geometria variável (VGT).

Os dados obtidos pelo ensaio da resposta ao degrau contribuirão na determinação dos modelos dinâmicos da planta em estudo e serão utilizados nas seções adiante.

3.1.6 Metodologia de análise da resposta ao estímulo senoidal

Uma metodologia possível para a determinação das características dinâmicas da planta em estudo é a análise dos seus diagramas de Bode característicos (magnitude e fase em relação à frequência) obtidos a partir dos resultados do ensaio para determinar a resposta da planta quando excitada por sinais senoidais persistentes. Essa abordagem de análise gráfica se utiliza do fato de que a partir do gráfico do módulo do ganho da planta em relação à frequência, é possível associar funções de transferência lineares e invariantes no tempo conforme as características geométricas

do gráfico (Ogata, 1997, p. 475-483). Para facilitar tal procedimento, podem-se adicionar ao gráfico assíntotas que permitem identificar os pontos notáveis do mesmo, tais como o ganho em baixas frequências, a frequência de corte e a taxa de variação do ganho (decaimento ou incremento).

3.1.7 Metodologia de análise da resposta ao estímulo PRBS

Pode-se utilizar um modelo auto-regressivo exógeno (ARX) para representar a função de transferência do motor sob estudo, como sugerido por Ortner (2007), ou de forma semelhante ao trabalho de Ueno (2009, p. 5).

Para exemplificar, um modelo ARX de 2ª ordem discreto no tempo é dado na Equação 9.

$$y(k+1) + A_1 \cdot y(k) + A_2 \cdot y(k-1) = B_1 \cdot u(k-T) + B_2 \cdot u(k-T-1) \quad \text{Equação 9.}$$

onde:

- y é a saída.
- u é a entrada.
- T é o atraso de transporte.
- A_n e B_n são os coeficientes multiplicadores.

Essa equação pode ser ajustada aos dados da resposta do motor através de recursos computacionais disponíveis no ambiente MATLAB (comando *ARX* do pacote *System Identification Toolbox*). Para tal são introduzidos no programa vetores de dados contendo o tempo da aplicação do estímulo, a amplitude do estímulo e a amplitude resultante obtida na saída da planta; também deve ser informado ao aplicativo a frequência de amostragem da aquisição de dados e o atraso de transporte existente na planta (T).

Os sinais de estímulo aplicados na entrada da planta devem ser binários pseudo-aleatórios (PRBS). Para gerar os sinais PRBS pode ser utilizado o comando “IDINPUT” do MATLAB. O

comando “D2C” é utilizado, ao final, para converter o modelo ARX discreto em uma função de transferência contínua no domínio-s.

A sequência detalhada de comandos MATLAB empregadas para identificar os modelos será apresentada mais adiante na seção de resultados.

3.1.8 Metodologia de escolha do modelo melhor ajustado

Cada função de transferência será obtida por dois métodos: análise em frequência senoidal e identificação ARX. Para auxiliar na determinação do modelo melhor ajustado aos dados reais medidos no ensaio serão utilizados os gráficos na escala de tempo mostrando o comportamento de cada modelo sobreposto à resposta real do motor durante os ensaios quando ambos, o motor e o modelo, são submetidos aos mesmos estímulos.

A avaliação gráfica permite visualizar o ajustamento do modelo ao comportamento real do motor, no entanto também será utilizado o índice QMR (média da soma do quadrado dos resíduos) como fator de mérito para a escolha do modelo melhor ajustado aos dados reais. O índice QMR é definido pela Equação 10 (WERKEMA, 1996, p. 30).

$$QMR = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n} \quad \text{Equação 10}$$

onde:

- n é o total de amostras do ensaio.
- y_i é o i -ésimo valor medido no ensaio.
- \hat{y}_i é o i -ésimo valor estimado através do modelo.

O valor QMR será nulo quando o valor do modelo for perfeitamente ajustado aos valores reais medidos.

3.1.9 Metodologia de aplicação dos estímulos

O procedimento descrito a seguir explica como será efetuado o ensaio de aplicação do estímulo e medição da resposta da planta sob análise. O objetivo do ensaio é medir e armazenar de forma síncrona, em arquivos digitais de computador, a amplitude dos sinais nas saídas da planta quando cada atuador (EGR ou VGT) é estimulado individualmente (estímulo tipo degrau, senoidal ou PRBS). O atuador que não estiver recebendo os estímulos é mantido na posição nominal de operação durante o ensaio.

No comando de cada atuador a ser estimulado, será inicialmente aplicado o estímulo degrau, em seguida os estímulos senoidais (em diversas frequências) e por fim a sequência de pulsos PRBS.

Primeiro serão aplicados os estímulos na turbina VGT para a medição das saídas da planta (MAP e MAF) para a modelagem das funções de transferência indicadas por G2P e G6P, conforme visto na Figura 15.

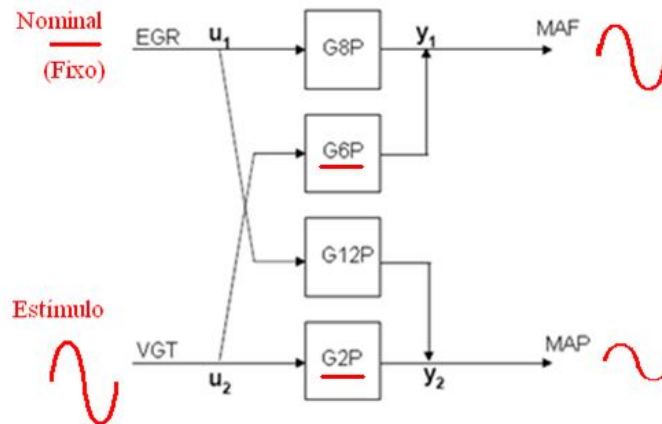


Figura 15: Aplicação de estímulo na turbina VGT

Em seguida serão aplicados os estímulos na válvula EGR, para a medição das saídas da planta (MAP e MAF) para a modelagem das funções de transferência G12P e G8P, conforme visto na Figura 16.

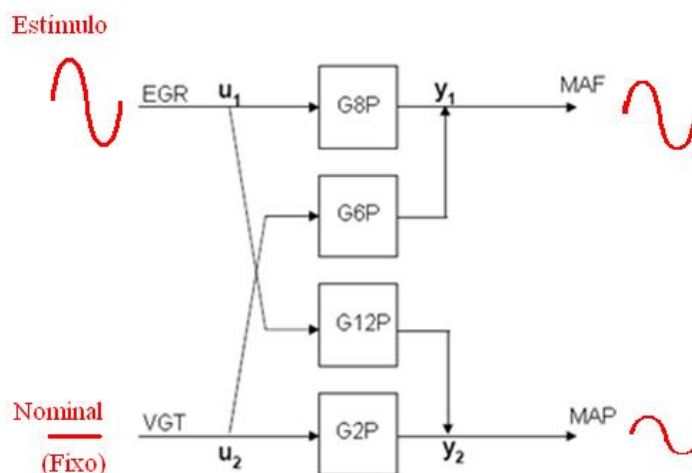


Figura 16: Aplicação de estímulos na válvula EGR

Investigações preliminares das características da planta permitiram detectar que a pressão do coletor (MAP) tem uma reação mais lenta, com tempos de acomodação de até 8 segundos, enquanto a vazão de ar (MAF) tem reações mais rápidas e tempo de acomodação da ordem de 1 a 2 segundos. Dessa forma, as frequências aplicadas para a modelagem da pressão do coletor (MAP), por ser um canal mais lento, variam dentro da faixa de 0,1 a 15 radianos por segundo, conforme visto na Tabela 2.

Tabela 2: Frequências para aplicação dos estímulos senoidais para modelar a pressão (MAP)

T(s)	F(Hz)	F(rad/s)
50,00	0,0	0,1
10,00	0,1	0,6
5,30	0,2	1,2
3,50	0,3	1,8
2,65	0,4	2,4
2,12	0,5	3,0
1,75	0,6	3,6
1,34	0,7	4,7
1,11	0,9	5,7
0,91	1,1	6,9
0,78	1,3	8,1
0,68	1,5	9,2
0,61	1,6	10,3
0,55	1,8	11,4
0,50	2,0	12,6

0,42	2,4	15,0
------	-----	------

E as frequências aplicadas para a modelagem da vazão de ar limpo (MAF) atingem frequências de oscilação mais altas e variam de 0,1 a 39,3 radianos por segundo, conforme visto na Tabela 3.

Tabela 3: Frequências para aplicação dos estímulos senoidais para modelar a vazão de ar (MAF)

T(s)	F(Hz)	F(rad/s)
50,00	0,0	0,1
10,00	0,1	0,6
2,00	0,5	3,1
1,00	1,0	6,3
0,68	1,5	9,2
0,51	2,0	12,3
0,41	2,4	15,3
0,35	2,9	17,9
0,30	3,3	21,0
0,26	3,8	24,2
0,24	4,2	26,2
0,22	4,5	28,6
0,20	5,0	31,4
0,18	5,6	34,9
0,16	6,3	39,3
0,16	6,3	39,3

As características distintas entre os tempos de resposta e acomodação da planta requerem que os ensaios sejam ajustados separadamente, seja em relação a cada variável medida (pressão ou vazão do ar) e também para cada atuador (VGT e EGR); dessa forma serão realizados 4 ensaios para determinar os modelos equivalentes da planta.

A abordagem de modelagem deste trabalho considera que os atuadores (turbina VGT e válvula EGR) têm suas características dinâmicas incluídas no modelo final identificado da planta, de forma semelhante à Ortner (2007, p. 451), entretanto uma etapa de investigação das características dos atuadores foi incluída para fins de entendimento das contribuições destes no modelo final.

3.1.10 Motivação e metodologia para análise da resposta em frequência dos atuadores

Como em ensaios preliminares de aplicação de estímulo do tipo degrau à entrada da válvula de recirculação (EGR) e da turbina de geometria variável (VGT) observou-se que estes atuadores, após receberem um comando de mudança de posicionamento apresentaram um tempo de resposta não desprezível para atingirem efetivamente os respectivos valores de posição solicitados. Decidiu-se então proceder ao levantamento da característica em frequência desses atuadores através do ensaio de aplicação de estímulos senoidais, com vistas a avaliar sua contribuição na dinâmica da planta em uma ampla faixa de frequências (0 a 30 rad.s⁻¹).

Por ser uma análise meramente de orientação do comportamento em frequência dos atuadores, não será feito um ensaio análogo com sinais PRBS. Seguindo o objetivo definido, será programada a aplicação de uma sequência de estímulos senoidais ao comando do atuador sob análise, com amplitudes conhecidas ao redor do ponto nominal de operação e em diversas frequências, intercalando um período de estabilização entre as oscilações, além da gravação em arquivo digital de armazenamento daqueles parâmetros e sinais de sensores relevantes a cada 10ms ± 1,5ms. Os estímulos serão aplicados em apenas um dos atuadores por vez, enquanto o outro permanecerá fixo no ponto de operação nominal.

Após o ensaio e baseando-se nos resultados (frequência da oscilação senoidal, amplitude de oscilação solicitada e amplitude efetivamente atingida pelo atuador) será calculado o módulo do ganho do atuador para cada frequência, conforme visto na Equação 11.

Equação 11

$$\text{Ganho do atuador} = \frac{|\text{Amplitude pico a pico de oscilação atingida pelo atuador}|}{|\text{Amplitude pico a pico de oscilação solicitada}|}$$

Os valores serão dispostos em um gráfico para análise.

3.2 Descrição do ambiente de ensaios

Para melhor entendimento do ambiente de ensaios, os detalhes técnicos do motor e o sistema de gerenciamento de ensaios são apresentados a seguir.

3.2.1 Características do motor de referência utilizado nos ensaios

O motor utilizado nos ensaios é um motor diesel equipado com injeção eletrônica e com as seguintes características:

Cilindrada	3.2 L
Potência máxima	180 CV @3800 rpm
Numero de cilindros	4
Número de válvulas	4 válvulas por cilindro
Injetores	Piezo-elétrico
Pressão de injeção	180 MPa

Para a aplicação dos estímulos e extração das informações relevantes à identificação dos modelos característicos do motor é necessário conhecer a arquitetura elétrica do sistema de controle do motor em estudo.

3.2.2 Arquitetura elétrica do motor

As entradas e saídas da planta podem ser localizadas no motor através da Figura 17.

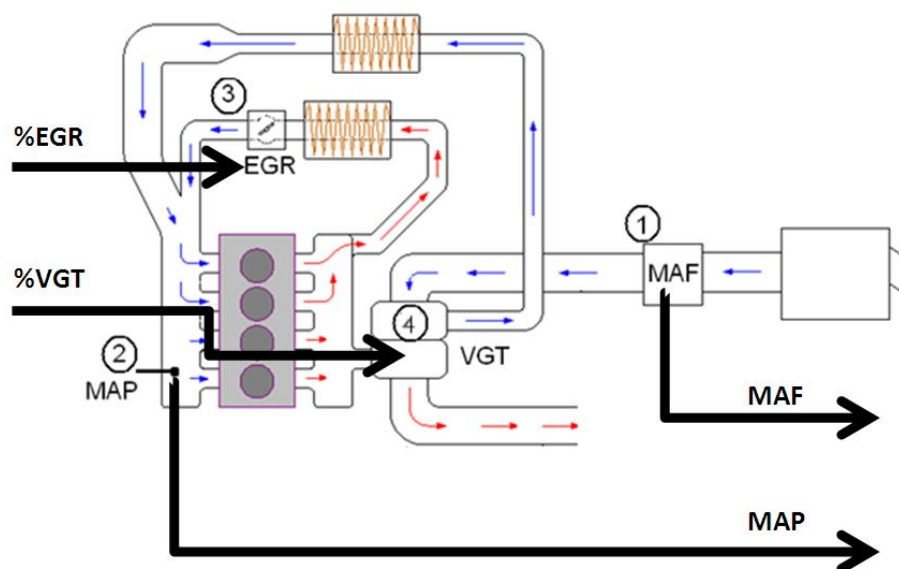


Figura 17: Arranjo do motor com identificação dos atuadores (entradas) e sensores (saídas)

Os sensores (saídas da planta) são identificados na figura pelos números 1 e 2, sendo:

- 1 – Sensor de vazão mássica de ar limpo (MAF) (mg/adm).
- 2 – Sensor de pressão de ar (MAP) no coletor de admissão (hPa).

Os atuadores (entradas da planta) são identificados na figura pelos números 3 e 4, onde:

- 3 – Válvula de recirculação de gases (%EGR) controle proporcional (0 a 100%)
- 4 – Turbina de geometria variável (%VGT) com controle proporcional (0 a 100%)

O atuador EGR controla a vazão de ar limpo (MAF), enquanto a turbina VGT controla a pressão no coletor de admissão (MAP).

Os sensores, para estes ensaios, não possuem filtragem dos sinais.

A válvula de recirculação de gases de escape (EGR) é uma válvula de passagem do tipo gaveta, com deslocamento linear e abertura proporcional.

A turbina de geometria variável (VGT) permite a variação controlada do ângulo de incidência do gás de escape sobre as pás do rotor interno, o que se reflete em variação da rotação do rotor e a conseqüente alteração na razão de compressão da turbina.

Ambos os atuadores convertem sinal elétrico de comando, recebido da unidade de controle do motor (ECU), em deslocamento mecânico, resultando em uma ação real de controle sobre o motor.

Neste estudo foram utilizados atuadores com controle eletrônico com microprocessador e comandados remotamente por comunicação serial CAN (Norma ISO11898).

Ambos os atuadores funcionam de forma similar; recebem o valor desejado para sua posição através da comunicação serial e se auto-ajustam, utilizando internamente um motor elétrico com redução por engrenagens que é acionado até atingir a posição desejada. Um sensor interno medidor de deslocamento é utilizado para a realimentação de posição. Os atuadores também informam a ECU a posição real medida pelo sensor de deslocamento, através da comunicação serial. O atraso de propagação e transmissão da mensagem no barramento serial é pequeno (da ordem de 512 microssegundos) e será desconsiderado durante as análises.

3.2.3 Sistema gerenciador de ensaios

A unidade de controle eletrônico do motor (ECU) é um computador com software dedicado ao controle de todos os atuadores do motor (sistemas de injeção de combustível, controle de ar etc.) e equipado com entrada para leitura de diversos sensores (sensor do pedal acelerador, sensores de pressão, temperatura etc.). No estudo em questão foi utilizada uma ECU específica para ensaios em ambiente de engenharia, que é equipada com uma porta adicional de comunicação e pode ser conectada com um computador pessoal. Neste computador pessoal são utilizados programas específicos de ensaio que permitem o controle completo da ECU, assim como a leitura e gravação de todos os sinais (sensores ou atuadores) conectados eletricamente à ECU. A Figura 18 mostra a arquitetura de interligação apenas dos principais elementos envolvidos no ensaio do sistema de ar.

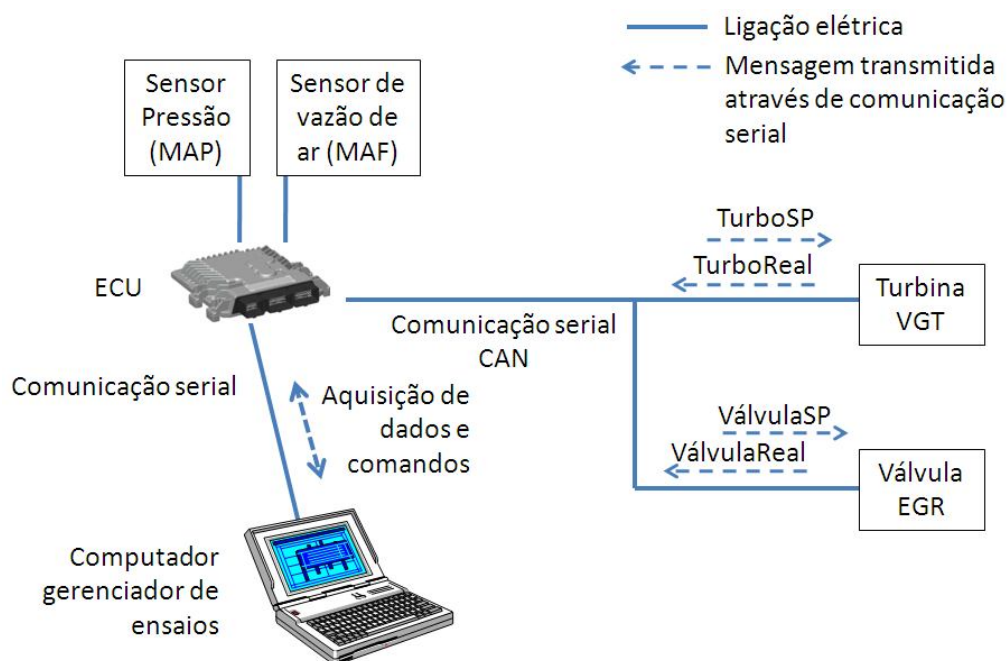


Figura 18: Arquitetura de interligação elétrica da ECU com os atuadores e sensores do sistema de gerenciamento de ar e com o computador gerenciador de ensaios

A figura indica as ligações da ECU com os principais componentes do sistema de ar do motor e com o computador gerenciador de ensaios.

Os sensores (MAF e MAP) são conectados eletricamente à ECU do motor e as variáveis medidas (vazão e pressão) são representadas por um valor equivalente na forma de tensão (volts) que é medida pela ECU em seus pinos de entrada. A tensão transmitida pelo sensor segue uma relação linear com o valor físico medido. Os atuadores da turbina (VGT) e da válvula de recirculação de gases (EGR) são conectados eletricamente a ECU, mas utilizam a comunicação serial CAN para a troca de informações com frequência de atualização de posição de 100Hz. Observa-se na Figura 18 que no barramento serial trafegam as mensagens relativas ao controle de posição dos atuadores, que são representadas pelos seguintes indicadores:

- TurboSP é a mensagem transmitida pela ECU ao atuador da turbina (VGT) contendo a posição desejada para este atuador (de 0 a 100%);
- TurboReal é a mensagem transmitida pelo atuador da turbina VGT informando a posição real medida pelo seu sensor interno (de 0 a 100%);
- VálvulaSP é a mensagem transmitida pela ECU ao atuador da válvula EGR contendo a posição desejada para este atuador (de 0 a 100%); e

- VálvulaReal é a mensagem transmitida pelo atuador da válvula EGR informando a posição real medida pelo seu sensor interno (de 0 a 100%).

O computador pessoal gerenciador de ensaios, utiliza um conjunto de aplicativos (INCA e ASCET, ambos produzidos pela empresa “ETAS Inc.”) que permite que sejam montados virtualmente experimentos de ensaio configuráveis, onde é possível aplicar estímulos aos atuadores e simultaneamente medir os valores de todos os sensores e as informações calculadas pela ECU do motor que estiver conectada a este computador.

Para garantir a operação estável com o intervalo de aquisição de $10\text{ms} \pm 1,5\text{ms}$, foi ligado ao computador pessoal um módulo co-processador (ES1000, também produzido pela “ETAS Inc.”) para a execução do aplicativo gerador de sinais de teste (degrau, senoidal ou pseudo-aleatório) e para a gravação dos resultados em tempo real. Os equipamentos que compõem o sistema gerenciador de ensaios podem ser vistos na Figura 19.

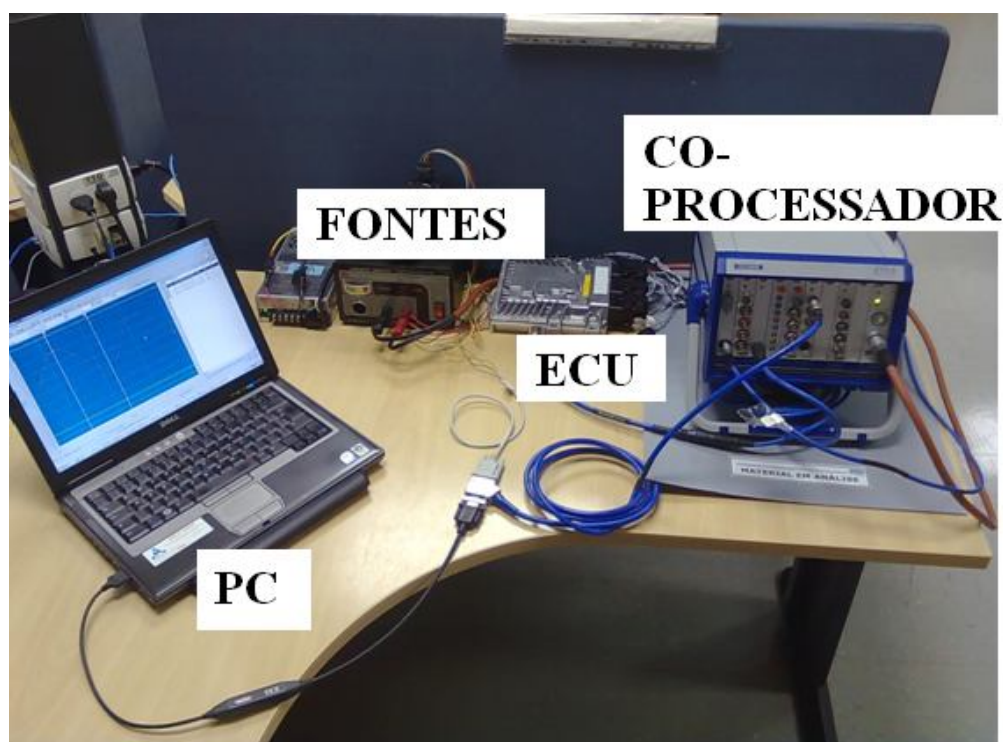


Figura 19: Sistema gerenciador de ensaios utilizado para a geração de estímulos e gravação dos resultados

Observa-se, na Figura 19, o computador pessoal (PC) conectado ao co-processador de tarefas síncronas e ligado à ECU do motor. As fontes alimentam a ECU e o co-processador.

A título de exemplo, vê-se na Figura 20, a seguir, uma das telas do aplicativo gerenciador de ensaios executado no computador pessoal, o qual permite a configuração do tipo de estímulo aplicado aos atuadores. Neste caso foi configurada a aplicação do estímulo PRBS.

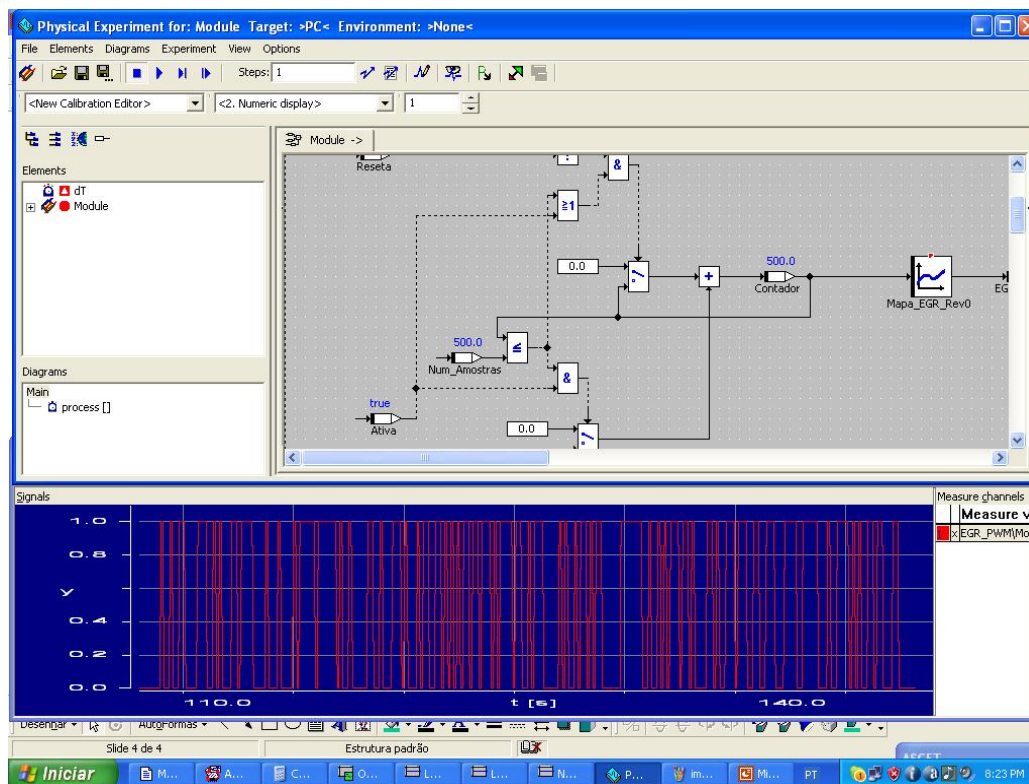


Figura 20: Vista do aplicativo de gerenciamento de ensaios na tela de configuração dos estímulos.

Na parte superior nota-se o ambiente de programação visual e na parte inferior o perfil do estímulo PRBS resultante.

3.2.4 Preparação do ensaio do motor

Para a obtenção do modelo dinâmico externo (entradas-saídas) montou-se o motor em uma célula de ensaios de motores diesel e acoplou-se o virabrequim do motor a um freio dinamométrico, o qual permite a aplicação de carga mecânica ao motor de forma controlada.

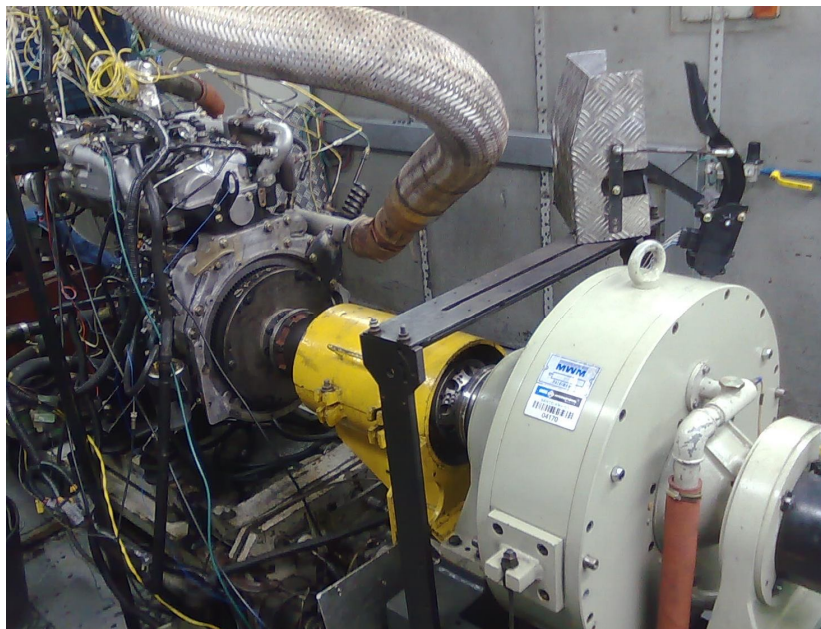


Figura 21: Motor instalado no banco de ensaios e acoplado ao freio dinamométrico.

Observa-se o motor instalado nos suportes de uma célula de ensaios, com as tubulações de alimentação e exaustão e o dinamômetro acoplado por meio de um eixo ao virabrequim do motor para a aplicação do torque de frenagem.

Os ensaios foram realizados no Centro Tecnológico da MWM International Indústria de Motores Ltda. situado à Avenida das Nações Unidas, 22.002, em Santo Amaro, São Paulo, em banco de teste equipado com dinamômetro Schenck modelo W230, com capacidade de 230 kW de potência, com precisão de controle ± 1 kgf.

Todos os componentes, sensores e atuadores ligados ao motor durante os ensaios, podem ser vistos na Figura 22.

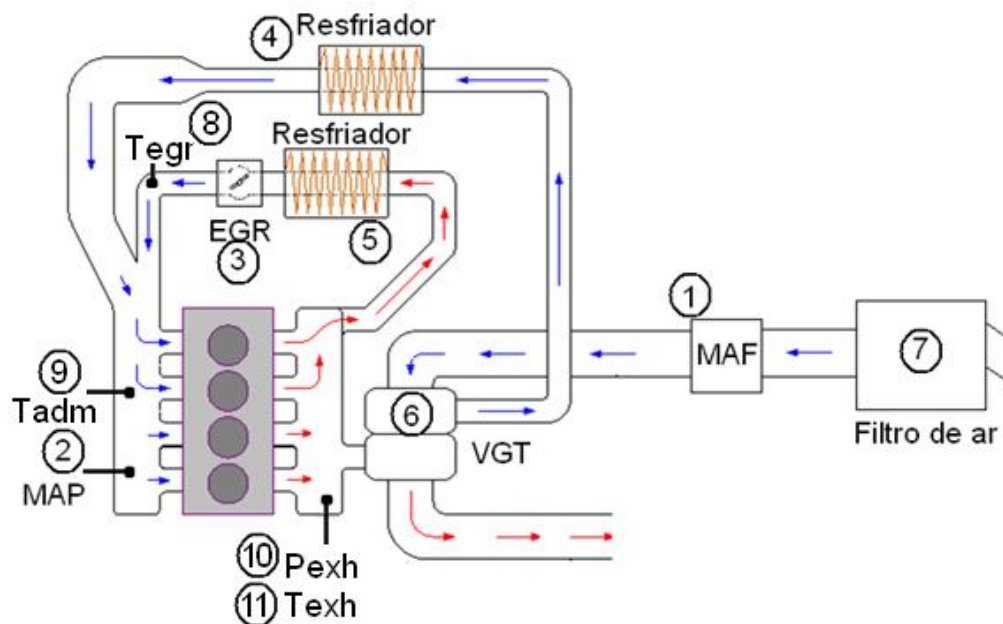


Figura 22: Arquitetura e componentes do motor sob ensaio.

- 1 – MAF: Sensor medidor da vazão mássica de ar (em miligramas por ciclo de admissão por cilindro – mg/adm), com precisão de $\pm 2\%$.
- 2 – MAP: Sensor medidor de pressão do ar no coletor de admissão (em hPa), precisão de $\pm 1\%$.
- 3 – EGR: Atuador válvula proporcional de recirculação de gases de escape (EGR), faixa de controle de 0 a 100%, com resolução de controle de 1,67%/bit.
- 4 - Resfriador de ar limpo (ar-ar).
- 5 - Resfriador de gás de escape (ar-água).
- 6 – VGT: Atuador turbina de geometria variável, faixa de controle de 0 a 100%, com resolução de controle de 0,1%/bit.
- 7 – Filtro do ar admitido no motor.
- 8 –Tegr: Sensor de temperatura do gás de recirculação, com precisão de $\pm 0,75^{\circ}\text{C}$.
- 9 – Tadm: Sensor de temperatura do gás no coletor de admissão, com precisão de $\pm 1,35^{\circ}\text{C}$.
- 10 – Pexh: Sensor de pressão do gás no coletor escape, com precisão de $\pm 2\text{hPa}$.
- 11 – Texh: Sensor de temperatura do gás no coletor escape, com precisão de $\pm 0,75^{\circ}\text{C}$.

Os atuadores e sensores foram conectados ao sistema gerenciador de ensaios para a gravação síncrona de dados, para posterior análise dos resultados.

3.3 Resultados

Nesta seção serão analisados os resultados dos ensaios do motor e estes serão utilizados para determinar os modelos dinâmicos.

3.3.1 Avaliação do motor no ponto nominal de operação

Utilizando a calibração de operação do motor apropriada para este ensaio, o motor foi colocado em funcionamento e estabilizado com $25\% \pm 1,8\%$ do torque máximo a $2308\text{rpm} \pm 1\%$ e todas as variáveis e parâmetros do motor foram medidos. As medições relativas à operação do motor estabilizado são mostrados na Tabela 4. Ressalta-se que neste ensaio não foi feita nenhuma intervenção ou alteração do comando dos atuadores através do sistema de gerenciamento de ensaios; procedeu-se, apenas, às medições das variáveis após a estabilização natural do motor.

Tabela 4: Valores médios obtidos da operação estável do motor no ponto a ser levantado o modelo característico do sistema de ar.

Variável	Valor médio	Unidade
Porcentagem de abertura da válvula de recirculação de gases de escape (EGR)	15,00	%
Porcentagem do comando da geometria do turbo (VGT)	76,00	%
Pressão do ar no coletor de admissão (MAP)	1454	hPa absoluta
Pressão do ar no coletor de escape (Pexh)	773	hPa relativa
Vazão mássica de ar admitido (MAF)	803	Miligrama por ciclo de admissão por cilindro (mg/adm)
Rotação do motor	2308	RPM

Carga do dinamômetro	25	% Torque máximo
Quantidade total de combustível injetada	21,25	mg / injeção
Ângulo de injeção do combustível	-1	° DPMS
Pressão atmosférica	936	hPa
Temperatura do ar no coletor de admissão (TBA)	44	°C
Temperatura do gás no coletor de escape (Texh)	349	°C
Temperatura do gás depois do resfriador (Tegr)	78	°C

A tabela mostra os principais valores assumidos na estabilização do motor pelos atuadores EGR e VGT, os valores medidos nos sensores de pressão do coletor de admissão (MAP), de vazão mássica de ar admitido (MAF) para o ponto nominal de 2308rpm e 25% de torque e a quantidade de combustível injetada.

A partir deste ponto e durante os ensaios de aplicação de distúrbios, com o objetivo de evitar possíveis variações que pudessem causar diferenças significativas nos resultados das medições de pressão e vazão em estudo, houve a preocupação em controlar os demais parâmetros envolvidos no processo de combustão do motor e mantê-los fixos nos respectivos valores medidos na condição de estabilização autônoma do motor.

As condições de contorno do ensaio são listadas e definidas na Tabela 5.

Tabela 5: Condições de contorno do ensaio

Parâmetro	Faixa de controle
Quantidade de combustível injetada nominal	21,25mg/adm \pm 0,05mg/adm
Ângulo de injeção do combustível nominal	-1° DPMS \pm 0,01°
Pressão de injeção do combustível	180MPa \pm 5MPa
Posição relativa do pedal acelerador	17,77% \pm 0,19%
Rotação do motor	2308RPM \pm 20RPM
Temperatura da água do motor	80°C \pm 2°C
Temperatura do combustível	35°C \pm 2°C
Tensão de alimentação do motor	25,9V \pm 0,5V

3.3.2 Avaliação da linearidade das variáveis controladas

Para avaliar a faixa de linearidade da vazão de ar (MAF) com relação ao comando da válvula EGR, foi programado no sistema de gerenciamento de ensaios a varredura da abertura da válvula de recirculação (EGR) partindo de 0% até 28,3% com passos de incremento de 1,66% a cada 10 segundos e mediu-se a vazão de ar admitido (MAF).

O resultado obtido pode ser visto na Figura 23.

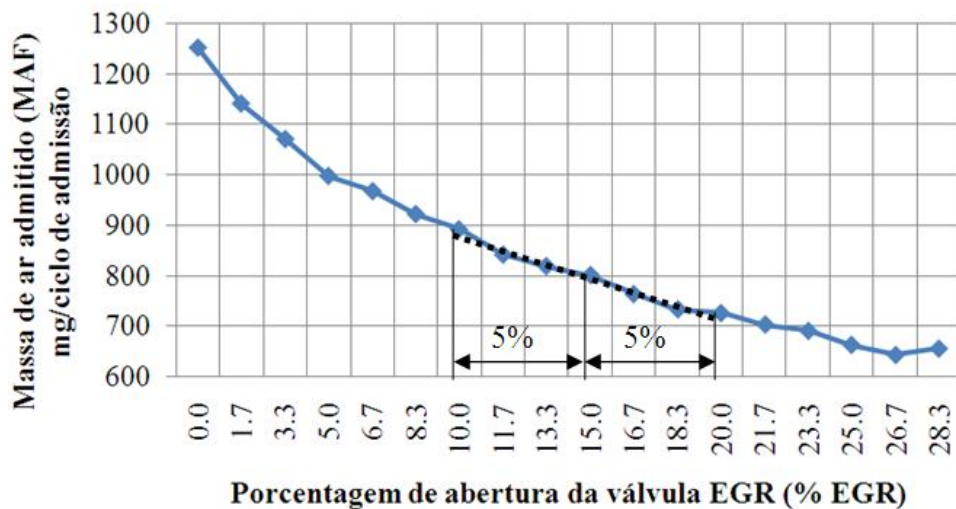


Figura 23: Comportamento da vazão de ar admitido (MAF) em relação à porcentagem de abertura da válvula de recirculação de gases de escape (EGR).

Nota-se que existe uma relação aproximadamente linear entre o comando do atuador (EGR) e a vazão de ar admitido (MAF) na faixa de 5% ao redor do ponto de operação nominal de 15%.

Em seguida fez-se o ensaio de variação da porcentagem do comando da geometria do turbo (VGT). Utilizando os aplicativos do sistema de gerenciamento de ensaios foi programada uma varredura do comando da geometria da turbina de 65 a 84% com incremento de 1,0% a cada 10 segundos e mediu-se a pressão de ar no coletor de admissão (MAP), o resultado obtido pode ser visto na Figura 24.

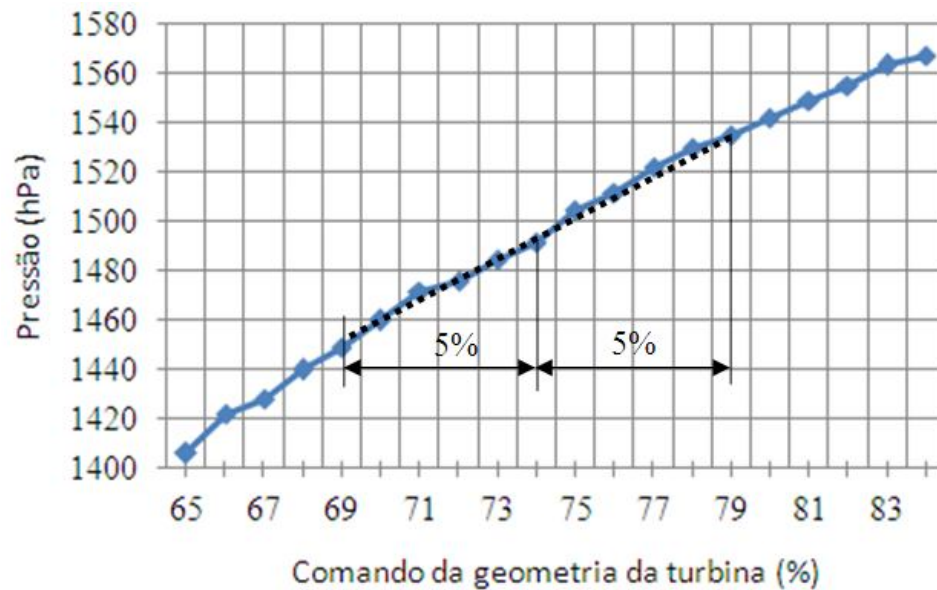


Figura 24: Comportamento da pressão do ar no coletor de admissão (MAP) em relação à porcentagem do comando da geometria da turbina (VGT).

Observa-se que existe uma relação aproximadamente linear entre a pressão do ar no coletor de admissão (MAP) em relação à variação da porcentagem do comando da geometria da turbina (VGT) na faixa de 5% ao redor do ponto de operação nominal de 76%.

Com base nos resultados dos ensaios, pode-se assumir o sistema a ser modelado como sendo linear ao redor do ponto nominal de operação para estímulos, positivos ou negativos, menores do que 5% aplicados aos atuadores do sistema de ar do motor (EGR ou VGT).

De forma a respeitar a condição de linearidade, todos os estímulos aplicados ao comando de posicionamento dos atuadores (EGR ou VGT) estarão limitados aos valores indicados na Tabela 6.

Tabela 6: Limites inferior e superior do comando dos atuadores para operação da planta na região linear.

Atuador	Valor inferior	Valor nominal	Valor superior
Porcentagem de abertura da válvula de recirculação de gases (EGR)	10%	15%	20%
Porcentagem do comando da geometria do turbo (VGT)	71%	76%	81%

A tabela mostra os limites inferior e superior dos atuadores EGR e VGT para operação da planta na região linear.

As colunas “valor inferior” e “valor superior” indicam respectivamente o mínimo e o máximo valor assumido pelos atuadores quando submetidos a estímulos.

A coluna “valor nominal” indica o valor nominal assumido pelos atuadores quando estes não estiverem sofrendo nenhum estímulo.

3.3.3 Aplicação de estímulo do tipo degrau à turbina de geometria variável (VGT)

Foi programado no sistema de gerenciamento de ensaios a aplicação de um estímulo do tipo degrau positivo no comando da turbina de geometria variável (VGT) de amplitude 5% acima do ponto de operação nominal, passando de 76% para 81%. Programou-se o controle da válvula (EGR) para ser mantido constante no ponto nominal de operação e a gravação em arquivo digital de armazenamento dos parâmetros envolvidos e sensores relevantes a cada 10ms.

Como resultado do estímulo obtém-se o gráfico da Figura 25.

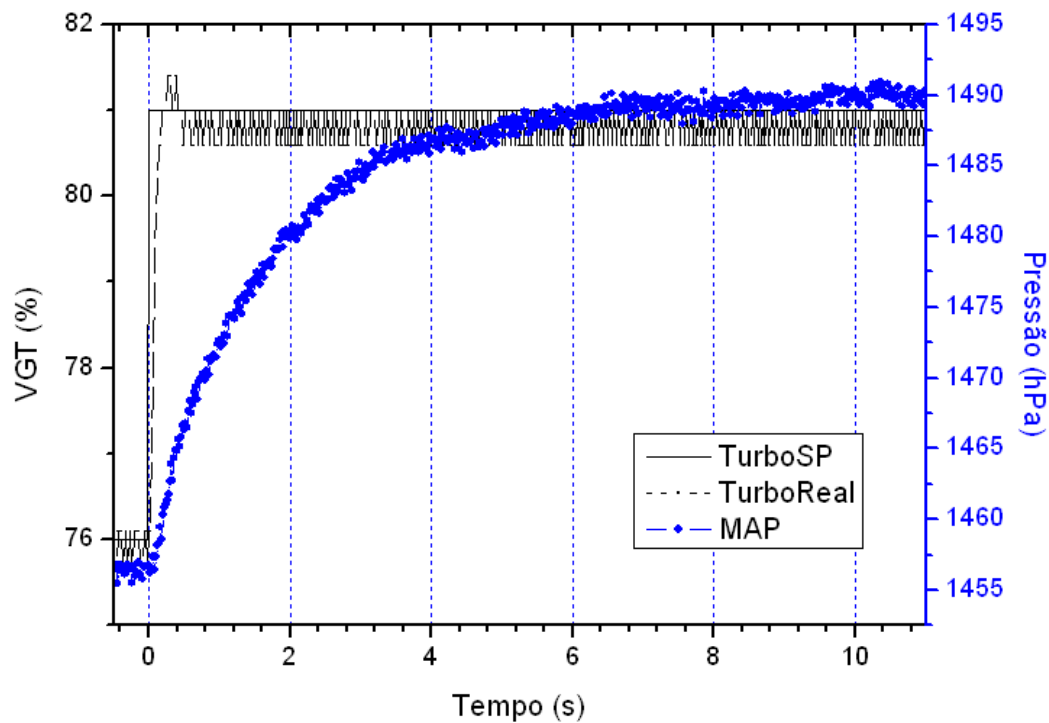


Figura 25: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da turbina (TurboSP) e as respostas do atuador da turbina (TurboReal) e da pressão no coletor de admissão (MAP).

Vê-se na figura o efeito do estímulo aplicado ao comando da turbina (VGT), indicado na figura como “TurboSP”. O atuador mecânico da turbina se desloca para a posição desejada e o seu movimento característico registrado é indicado como “TurboReal” em seguida observa-se o aumento lento da pressão no coletor de admissão, indicado na figura como “MAP”.

Na Figura 26, a seguir, foi ampliado o intervalo de tempo ao redor da aplicação do estímulo para se poder analisar melhor a aplicação do estímulo ao atuador e as reações subsequentes.

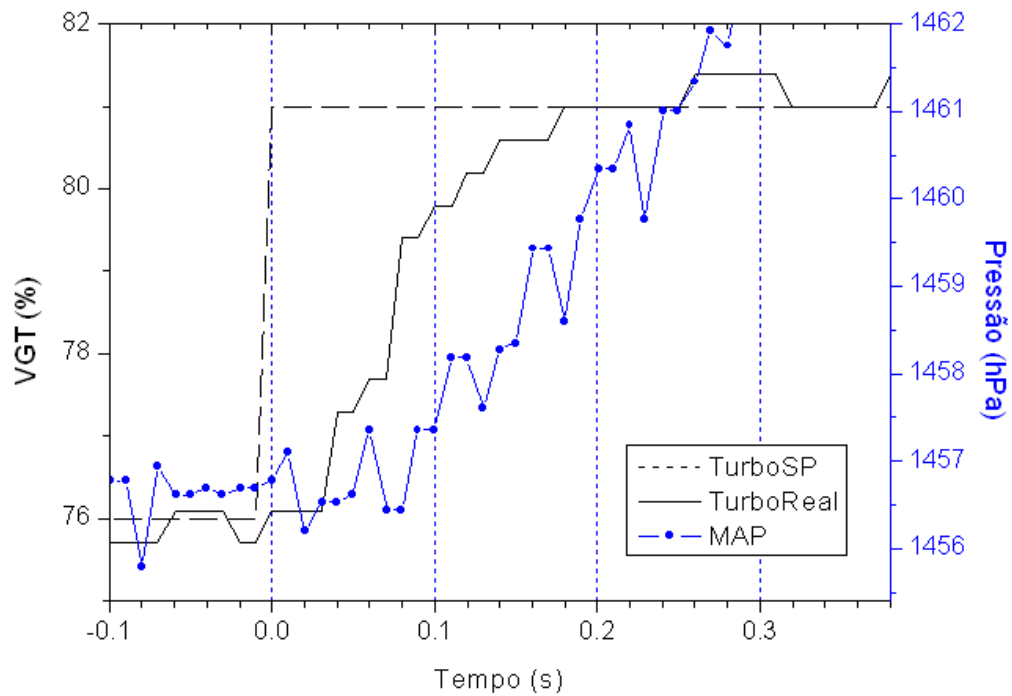


Figura 26: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da turbina (TurboSP) e as respostas do atuador da turbina (TurboReal) e da pressão no coletor de admissão (MAP).

Vê-se na figura que existe um atraso de transporte entre a aplicação do estímulo (TurboSP) e a reação da pressão no coletor de admissão (MAP). A posição real do atuador (TurboReal) também apresenta atraso de transporte.

Analisando-se o perfil de deslocamento real do atuador da turbina, indicado por “TurboReal” observa-se que o atuador ultrapassou o valor de referência de 81% e em seguida retornou a oscilar ao redor do valor de referência. A ultrapassagem medida foi de 0,4% quando submetido a um degrau de 5%, o que equivale a uma ultrapassagem característica de 8% para o atuador.

Em resumo, pode-se afirmar que a pressão no coletor de admissão (MAP) apresenta variação positiva e sem ultrapassagem, mas com atraso de transporte não nulo quando o atuador da turbina (VGT) é submetido a estímulo do tipo degrau positivo e ultrapassagem de 8%.

Analisando-se agora a resposta da vazão de ar (MAF) ao estímulo aplicado na turbina (VGT) obtém-se o gráfico da Figura 27.

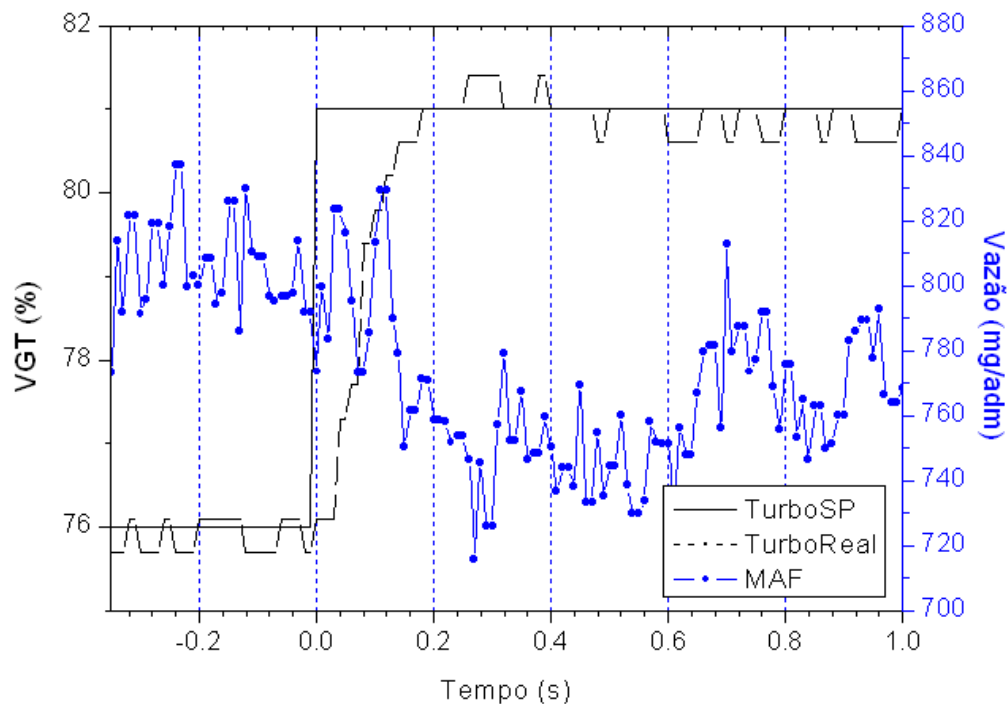


Figura 27: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da turbina (TurboSP) e as respostas do atuador da turbina (TurboReal) e da vazão de ar (MAF)

Vê-se na figura o efeito do estímulo aplicado ao comando da turbina (VGT), indicado na figura como “TurboSP”. O atuador mecânico da turbina se desloca para a posição desejada e o seu movimento característico registrado é indicado como “TurboReal”, em seguida observa-se a redução na vazão mássica de ar admitido, indicado na figura como “MAF”.

O sinal da vazão de ar (MAF) é sujeito a ruídos provenientes da pulsação do ciclo de abertura e fechamento de válvulas do motor, assim como a ruídos provocados pela turbulência do ar incidente sobre o sensor medidor.

É importante destacar que a vazão de ar (MAF), apesar de ser controlada principalmente pela ação da válvula de recirculação (EGR), sofreu uma redução no seu valor após o incremento na posição da geometria da turbina (VGT), o que caracteriza a existência de acoplamentos.

Em resumo, pode-se afirmar que a vazão de ar (MAF) apresenta variação negativa e com atraso de transporte não nulo quando o atuador da turbina (VGT) é submetido a estímulo do tipo degrau positivo.

Para a determinação do atraso de transporte entre o estímulo da turbina e as variáveis do sistema de ar (MAP e MAF), foi calculada a média resultante de quatro ensaios semelhantes.

Os resultados do atraso de transporte calculado e as observações relatadas nos parágrafos anteriores estão dispostos na Tabela 7.

Tabela 7: Resultados do ensaio de aplicação de estímulo degrau +5% à turbina (VGT)

	Atraso de transporte (Td)	Observação
TurboSP – Pressão (MAP)	70ms \pm 10ms	Efeito direto e sentido proporcional
TurboSP – Vazão (MAF)	50ms \pm 10ms	Efeito indireto e sentido inverso
TurboSP – TurboReal	30ms \pm 10ms	Ultrapassagem 8%

3.3.4 Aplicação de estímulo do tipo degrau à válvula de recirculação (EGR)

Foi programado no sistema de gerenciamento de ensaios a aplicação de um estímulo do tipo degrau positivo no comando da válvula de recirculação de gases de escape (EGR) de amplitude 5%, passando de 15% para 20%. Programou-se o controle da turbina (VGT) para ser mantido constante no ponto nominal de operação e a gravação, em arquivo digital de armazenamento, dos parâmetros envolvidos e sensores relevantes a cada 10ms.

Como resultado da aplicação do estímulo, obtém-se o gráfico da Figura 28.

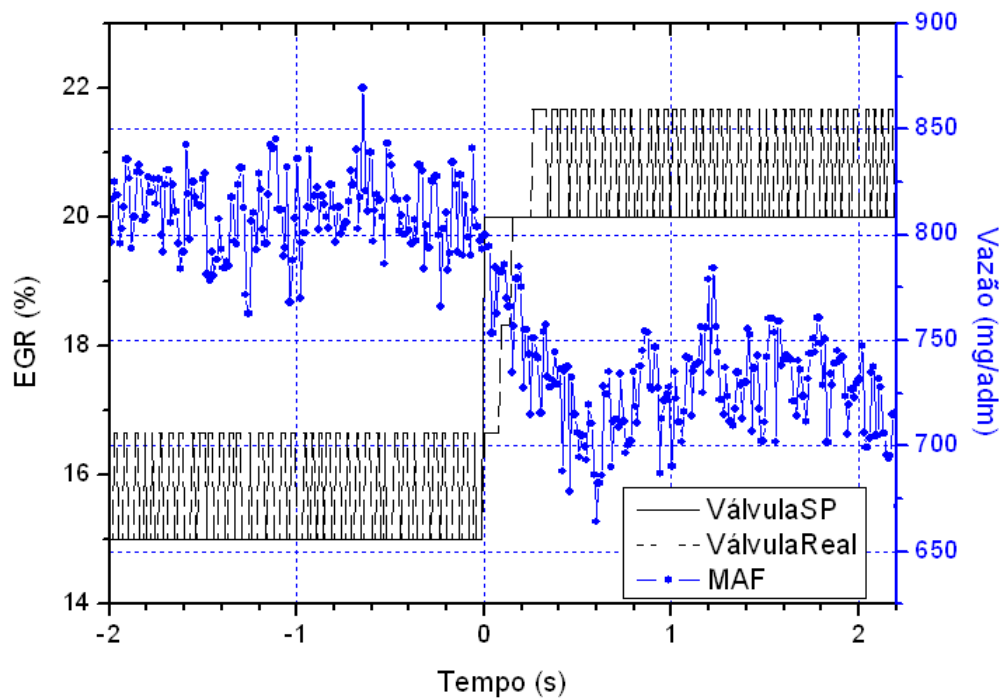


Figura 28: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da válvula EGR (VálvulaSP) e as respostas do atuador da válvula EGR (VálvulaReal) e da vazão de ar (MAF).

Vê-se na figura o efeito do estímulo aplicado ao comando da válvula de recirculação (EGR), indicado na figura como “VálvulaSP”. O atuador mecânico da válvula se desloca para a posição desejada e o seu movimento característico registrado é indicado como “VálvulaReal” em seguida observa-se a redução na vazão de ar admitido, indicado na figura como “MAF”.

Analisando-se o perfil de deslocamento real do atuador da válvula de recirculação (VálvulaReal), nota-se que o atuador oscila próximo ao valor de referência quando este foi submetido ao degrau unitário e não foi detectada ultrapassagem.

Analisando-se agora a resposta da pressão no coletor de admissão (MAP) ao estímulo aplicado na válvula de recirculação de gases (EGR), obtém-se o gráfico da Figura 29.

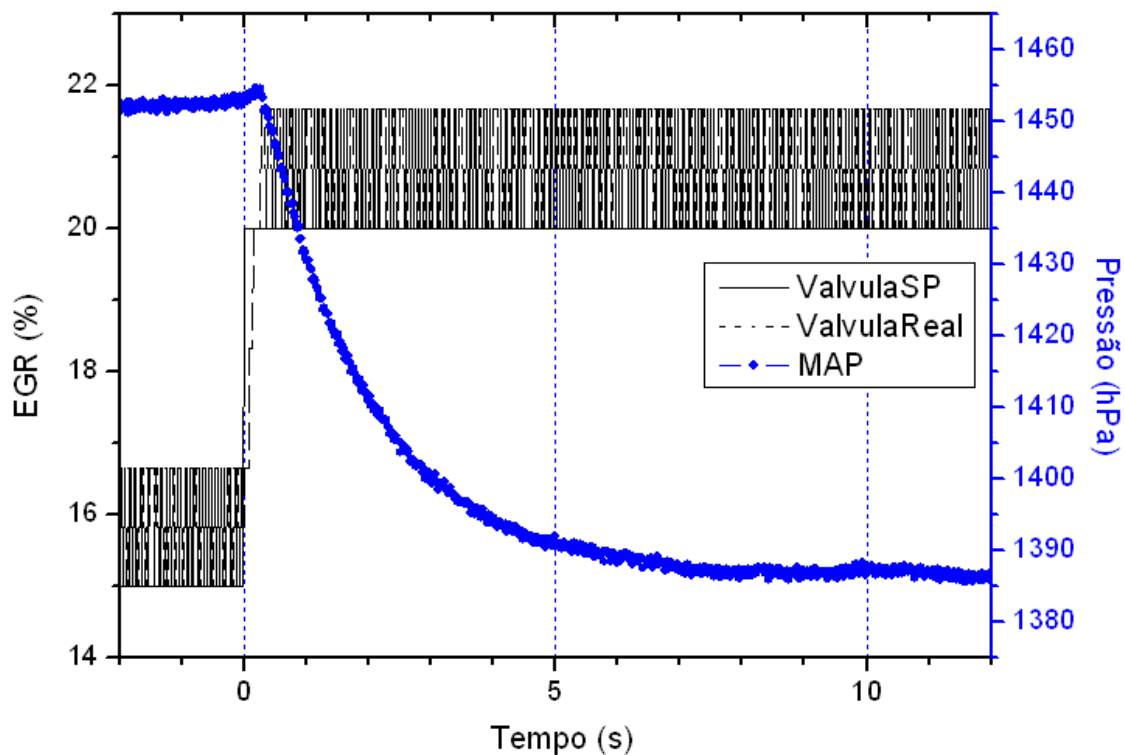


Figura 29: Aplicação do estímulo do tipo degrau positivo no comando da válvula EGR (VálvulaSP) e as respostas do atuador EGR (VálvulaReal) e da pressão (MAP).

Vê-se na figura o efeito do estímulo aplicado ao comando da válvula EGR, indicado na figura como “VálvulaSP”. O atuador mecânico da válvula se desloca para a posição desejada e o seu movimento característico registrado é indicado como “VálvulaReal”, onde nota-se que este apresentou oscilações com amplitude considerável ao redor do valor de referência, estas oscilações se devem às características construtivas e de regulação interna do atuador da válvula EGR.

Após a aplicação do estímulo, observa-se a redução na pressão de ar dentro do coletor de admissão, indicado na figura como “MAP”.

É importante destacar que a pressão de ar dentro do coletor de admissão (MAP) apesar de ser controlada principalmente pela ação da turbina de geometria variável (VGT) sofreu uma redução no seu valor em decorrência do incremento do comando da abertura da válvula (EGR) o que caracteriza a existência de efeitos cruzados inversos resultante da ação dos atuadores instalados na planta.

O atraso de transporte entre o estímulo da válvula de recirculação (EGR) e as variáveis do sistema de ar (MAF e MAP) foi calculado através da média resultante de quatro ensaios semelhantes e o valor médio é indicado abaixo.

A partir dos resultados do ensaio acima descrito destacam-se as informações da Tabela 8:

Tabela 8: Resultados do ensaio de aplicação de estímulo degrau +5% à válvula de recirculação (EGR).

	Atraso de transporte (Td)	Observação
VálvulaSP – Vazão (MAF)	90ms \pm 10ms	Efeito direto e sentido inverso
VálvulaSP – Pressão (MAP)	50ms \pm 10ms	Efeito indireto e sentido inverso
VálvulaSP – VálvulaReal	30ms \pm 10ms	Sem ultrapassagem

Com base nos resultados dos ensaios de aplicação de estímulo degrau e distúrbio, pode-se confirmar que existe um acoplamento mútuo entre as saídas da planta e ambos os atuadores, conforme também detectado por Yue-Yun (2008).

A representação da planta, incluindo estes vínculos que foram detectados e os respectivos sentidos de contribuição, pode ser vista na figura a seguir. O sentido da contribuição oferecida pelo acoplamento é indicado pelos símbolos (+/-).

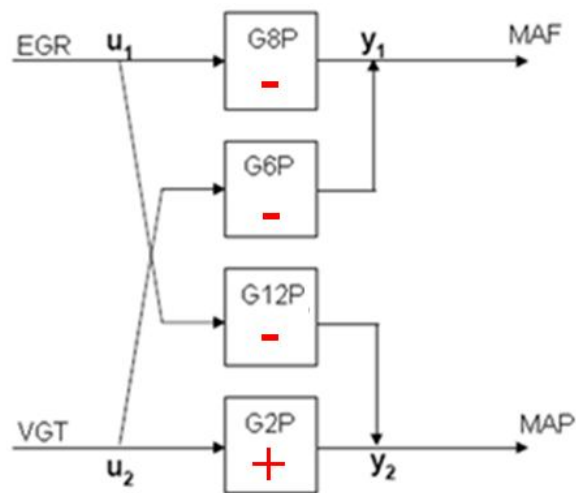


Figura 30: Acoplamentos existentes no sistema de ar do motor

O diagrama indica que a pressão (MAP) é influenciada positivamente pelo incremento da posição da turbina (VGT), no entanto, a pressão (MAP) tende a diminuir com o incremento da abertura da válvula de recirculação (EGR).

A vazão (MAF) é reduzida em decorrência do incremento da posição da turbina (VGT) assim como com o incremento da abertura da válvula EGR.

Portanto, para se identificar um modelo dinâmico externo (entradas-saídas) representativo da planta a servir de base ao projeto do sistema de controle, é necessário caracterizar os seguintes acoplamentos:

- Pressão (MAP) em função do controle da turbina (VGT).
- Pressão (MAP) em função da abertura da válvula de recirculação (EGR).
- Vazão (MAF) em função do controle da turbina (VGT).
- Vazão (MAF) em função da abertura da válvula de recirculação (EGR).

Nas próximas seções serão analisados os resultados dos estímulos senoidal e PRBS aplicados; serão determinadas as funções de transferência para cada tipo de estímulo e ao final, os melhores modelos serão eleitos para representar a planta com base no critério numérico QMR.

Porém, para contribuir com a análise das características da planta, será efetuada a análise dos resultados do desempenho de cada atuador.

3.3.5 Análise da resposta em frequência do atuador da válvula de recirculação

Concluído o ensaio de aplicação de estímulos senoidais em diversas frequências, aplicados ao atuador da válvula de recirculação (EGR) e dispondo os valores do módulo do ganho calculado (amplitude de movimento efetivo do atuador dividido pela amplitude solicitada) a partir dos resultados do ensaio do atuador obteve-se o gráfico de ganho em função da frequência da Figura 31. A tabela com os resultados numéricos obtidos deste ensaio está no APÊNDICE A.

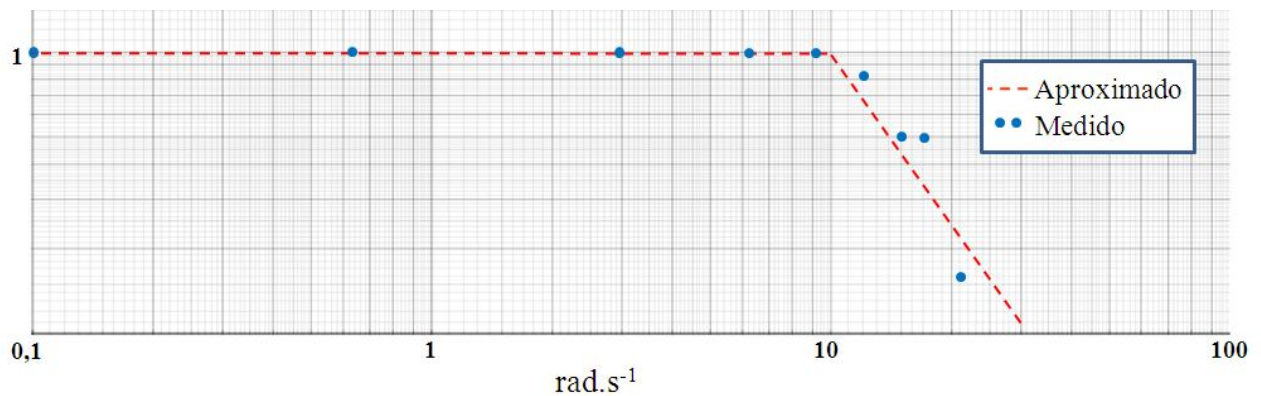


Figura 31: Resposta em frequência do atuador da válvula de recirculação de gases de escape (EGR)

Vê-se que o atuador da válvula EGR apresenta um ganho unitário em baixas frequências, no entanto a partir de 10 radianos por segundo o ganho do atuador diminui o que significa que a partir desta frequência o atuador não consegue mais atingir a amplitude de deslocamento comandada.

Aproximando os pontos medidos a assíntotas obtém-se uma reta de ganho constante de 0,1 a 10 radianos por segundo seguida de outra reta com ganho decrescente a uma taxa de 40 decibéis por década o que caracteriza um sistema de segunda ordem.

Um sistema de segunda ordem, com ganho unitário, pode ser representado pela função de transferência descrita pela Equação 12.

Equação 12

$$G(j\omega) = \frac{1}{\left(\frac{j\omega}{\omega_n}\right)^2 + \frac{2\cdot\zeta}{\omega_n}\cdot j\omega + 1}$$

onde:

- ω_n é a frequência natural não-amortecida.
- ζ é a razão de amortecimento.

A frequência natural não-amortecida é indicada pelo ponto de cruzamento das assíntotas de baixa e altas frequências, observando o gráfico para o atuador EGR tem-se que a frequência natural (ω_n) é de 10 radianos por segundo.

A razão de amortecimento (ζ), por sua vez, pode ser determinada a partir dos resultados da aplicação do estímulo do tipo degrau ao atuador da válvula EGR, indicados na Tabela 8, onde se constata que não houve ultrapassagem. A ausência de ultrapassagem é uma característica dos sistemas criticamente amortecidos e que são representados pelo amortecimento unitário ($\zeta = 1$).

Substituindo os dados obtidos (ω_n e ζ) na função de transferência representativa de sistemas de segunda ordem obtemos a equação que descreve o comportamento do atuador da válvula EGR.

Equação 13

$$G_{egr}(j\omega) = \frac{1}{\frac{(j\omega)^2}{10^2} + \frac{2}{10} \cdot j\omega + 1}$$

A equação acima será utilizada adiante na análise da resposta em frequência da planta.

3.3.6 Análise da resposta em frequência do atuador da turbina (VGT)

Concluído o ensaio de aplicação de estímulos senoidais em diversas frequências ao atuador da turbina (VGT) e dispondo os valores do módulo do ganho calculado (amplitude de movimento efetivo do atuador dividido pela amplitude solicitada) a partir dos resultados do ensaio do atuador obteve-se o gráfico de ganho em função da frequência da Figura 32. A tabela com os resultados numéricos obtidos deste ensaio está no APÊNDICE A.

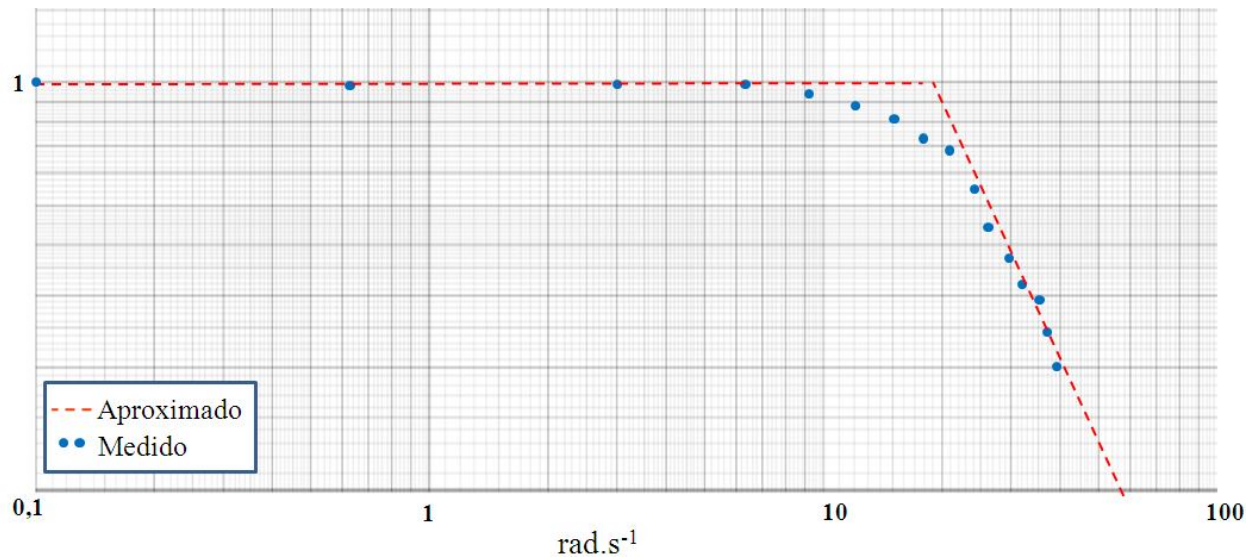


Figura 32: Resposta em frequência característica do atuador da turbina de geometria variável (VGT) quando submetido a estímulos senoidais.

Vê-se que o atuador da turbina de geometria variável (VGT) apresenta um ganho unitário em baixas frequências, no entanto, a partir de 9 radianos por segundo, o ganho do atuador diminui, o que significa que a partir desta frequência o atuador não consegue mais atingir a amplitude de deslocamento comandada.

Aproximando os pontos medidos a assíntotas, obtém-se uma reta de ganho constante de 0,1 a 19 radianos por segundo seguida de outra reta com ganho decrescente a uma taxa de 40 decibéis por década, o que caracteriza um sistema de segunda ordem.

Analisando-se o gráfico da resposta em frequência para o atuador da turbina (VGT), a frequência natural não-amortecida (ω_n) é de 19 radianos por segundo.

A razão de amortecimento (ζ) pode ser determinada a partir dos resultados da aplicação do estímulo do tipo degrau ao atuador da turbina (VGT) vistos na Tabela 7, onde se constata que houve uma ultrapassagem de 8%. A existência de ultrapassagem não-nula é uma característica dos sistemas sub-amortecidos, que por sua vez, são representados pelo amortecimento inferior à unidade ($\zeta < 1$). Utilizando a equação que relaciona o valor do amortecimento (ζ) com o valor medido da ultrapassagem (M_p) para sistemas sub-amortecidos de segunda-ordem, é possível estimar o valor do amortecimento equivalente (OGATA, 1997, p. 157):

$$Mp = e^{-\frac{\pi \cdot \zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad \text{Equação 14}$$

Para uma ultrapassagem (Mp) de 8%, o amortecimento (ζ) é igual a 0,63.

Substituindo os dados obtidos (ω_n e ζ) na função de transferência representativa de sistemas de segunda ordem, obtemos a equação que descreve o comportamento do atuador da turbina (VGT).

$$G_{vgt}(j\omega) = \frac{1}{\frac{(j\omega)^2}{19^2} + \frac{2 \cdot 0,63}{19} \cdot j\omega + 1} \quad \text{Equação 15}$$

A equação acima será utilizada adiante na análise da resposta em frequência da planta.

3.3.7 Metodologia de determinação resposta em frequência

A medição e cálculo do módulo do ganho da planta, quando estimulada por sinais senoidais em diversas frequências, é uma tarefa repetitiva e demorada. Para exemplificar a metodologia aplicada, é apresentada nesta seção o cálculo do módulo do ganho para apenas uma frequência.

Durante os ensaios, com o objetivo de agilizar a execução dos mesmos, foi programado no sistema gerenciador de ensaios a aplicação de uma sequência de estímulos senoidais e intercalados por um período de estabilização de igual duração. O aspecto gráfico de uma parte dos estímulos senoidais aplicados ao atuador da turbina pode ser visto na Figura 33.

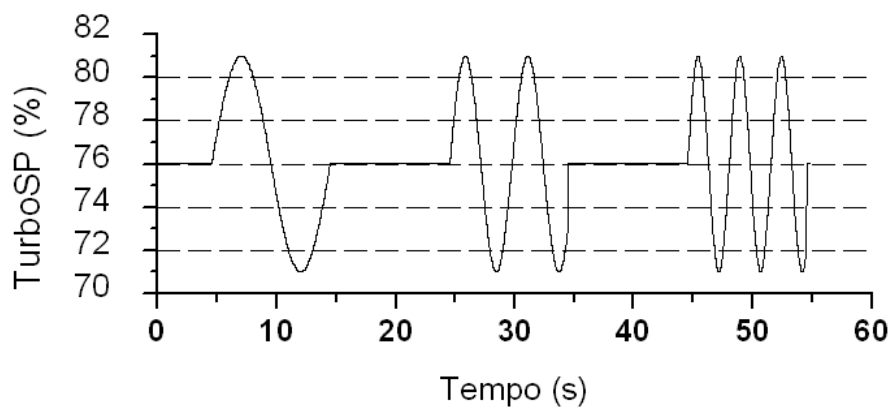


Figura 33: Trecho do sinal de estímulo senoidal aplicado ao comando da turbina de geometria variável (VGT)

Os estímulos senoidais, em frequências fixas distintas, foram aplicados com amplitude de 5% ao redor do ponto nominal de operação, cada estímulo tem duração de 10 segundos, intercalados por um intervalo de 10 segundos de estabilização da planta.

Para efetuar o cálculo do ganho, tomaram-se os resultados do ensaio em apenas uma frequência (3,0 radianos por segundo), obtendo-se os gráficos da Figura 34.

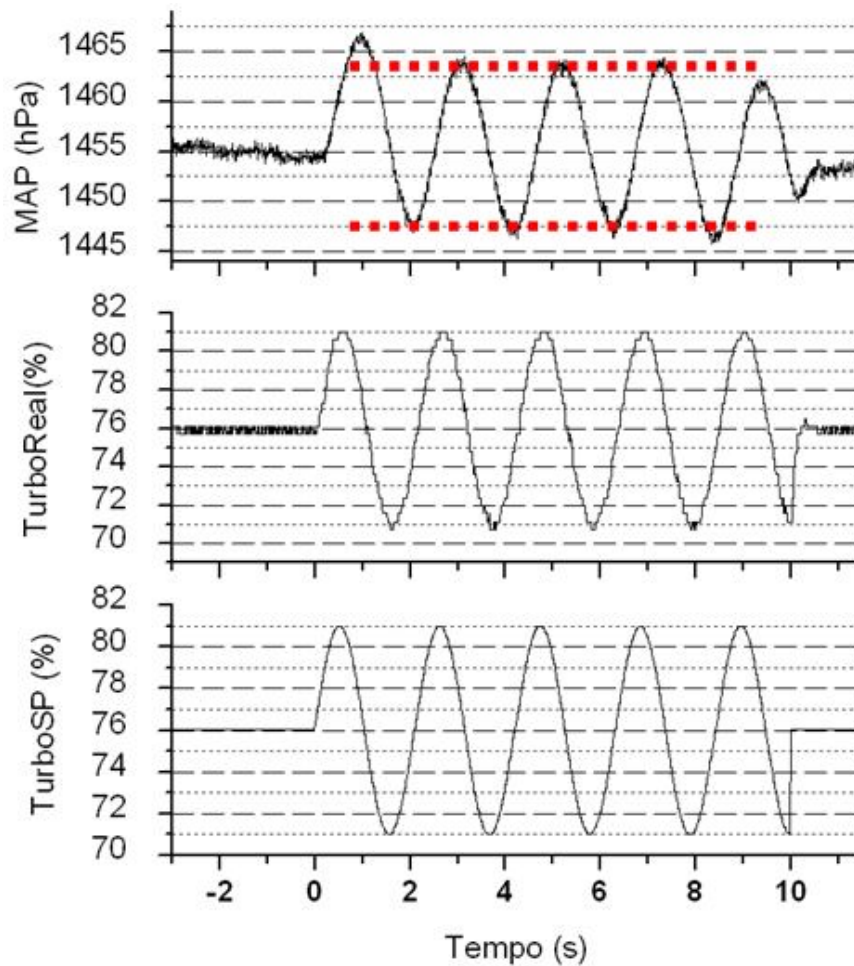


Figura 34: Aplicação do estímulo senoidal no comando da turbina (TurboSP) e as respostas do atuador da turbina (TurboReal) e da pressão no coletor de admissão (MAP).

Vê-se que o atuador da turbina (TurboReal) seguiu o perfil do estímulo senoidal aplicado no comando da mesma (TurboSP) e o estímulo senoidal foi detectado na pressão do coletor (MAP).

Graficamente estimou-se o valor médio da amplitude pico a pico da oscilação da pressão (MAP), conforme indicado pelas linhas tracejadas na parte superior da Figura 34, onde se observa que a pressão (MAP) variou entre 1463 hPa e 1447 hPa. O atuador do turbo foi estimulado com amplitude de pico de 5%, o que resulta em uma amplitude pico a pico de 10%.

O módulo do ganho é então calculado pela Equação 16.

Equação 16

$$Ganho = \frac{|1463 - 1447|}{|10|} = 1,6 \left[\frac{hPa}{\%} \right]$$

Esse procedimento foi repetido para todas as frequências de todos os ensaios efetuados. A partir desta etapa, será considerado que os ensaios de aplicação de estímulo senoidal foram concluídos e os valores calculados do módulo do ganho da planta, para cada frequência, estão disponíveis para consulta em tabelas, apresentadas a seguir.

3.3.8 Análise da resposta em frequência da pressão (MAP) aos estímulos senoidais na turbina (VGT)

Os valores medidos durante o ensaio de aplicação de estímulos senoidais ao atuador da turbina VGT, para análise da resposta em frequência da pressão (MAP), podem ser vistos na Tabela 9.

Tabela 9: Valores relativos à aplicação de estímulo senoidal no atuador da turbina (VGT)

Frequência (rad/s)	Amplitude pico a pico do estímulo aplicado à turbina (VGT) (%)	Variação pico a pico da pressão no coletor de admissão (MAP) (hPa)	Módulo do ganho da pressão (MAP) com relação às variações na turbina (VGT) (hPa/%)
0,1	10	77	7,7
0,6	10	54	5,4
1,2	10	33	3,3
1,8	10	26	2,6
2,4	10	19	1,9
3,0	10	16	1,6
3,5	10	15	1,5
4,7	10	13	1,3
5,7	10	12	1,2
6,7	10	11	1,1
8,2	10	8,0	0,8

9,0	10	7,0	0,7
10,5	10	6,0	0,6
11,4	10	5,2	0,52
12,6	10	5,0	0,5
15,0	10	3,8	0,38
18,0	10	2,6	0,26
20,9	10	2,0	0,20

- A primeira e segunda colunas contém respectivamente a frequência e a amplitude do estímulo senoidal aplicado ao atuador sob análise.
- A terceira coluna contém a variação pico a pico medida na saída da planta.
- A quarta coluna contém o módulo do ganho calculado pela razão da variação pico a pico na saída (terceira coluna) pela variação na entrada de controle do atuador (segunda coluna).

Dispondo os valores de ganho da pressão do coletor de admissão (MAP) em função do comando da geometria da turbina (VGT) em um papel di-log, obtém-se o gráfico da Figura 35, onde o ganho é indicado pelos pontos.

Com o objetivo de ajustar um modelo à resposta em frequência medida, adicionou-se também ao gráfico, retas assíntotas de inclinações múltiplas de ± 20 dB por década, que mais se aproximam dos pontos medidos.

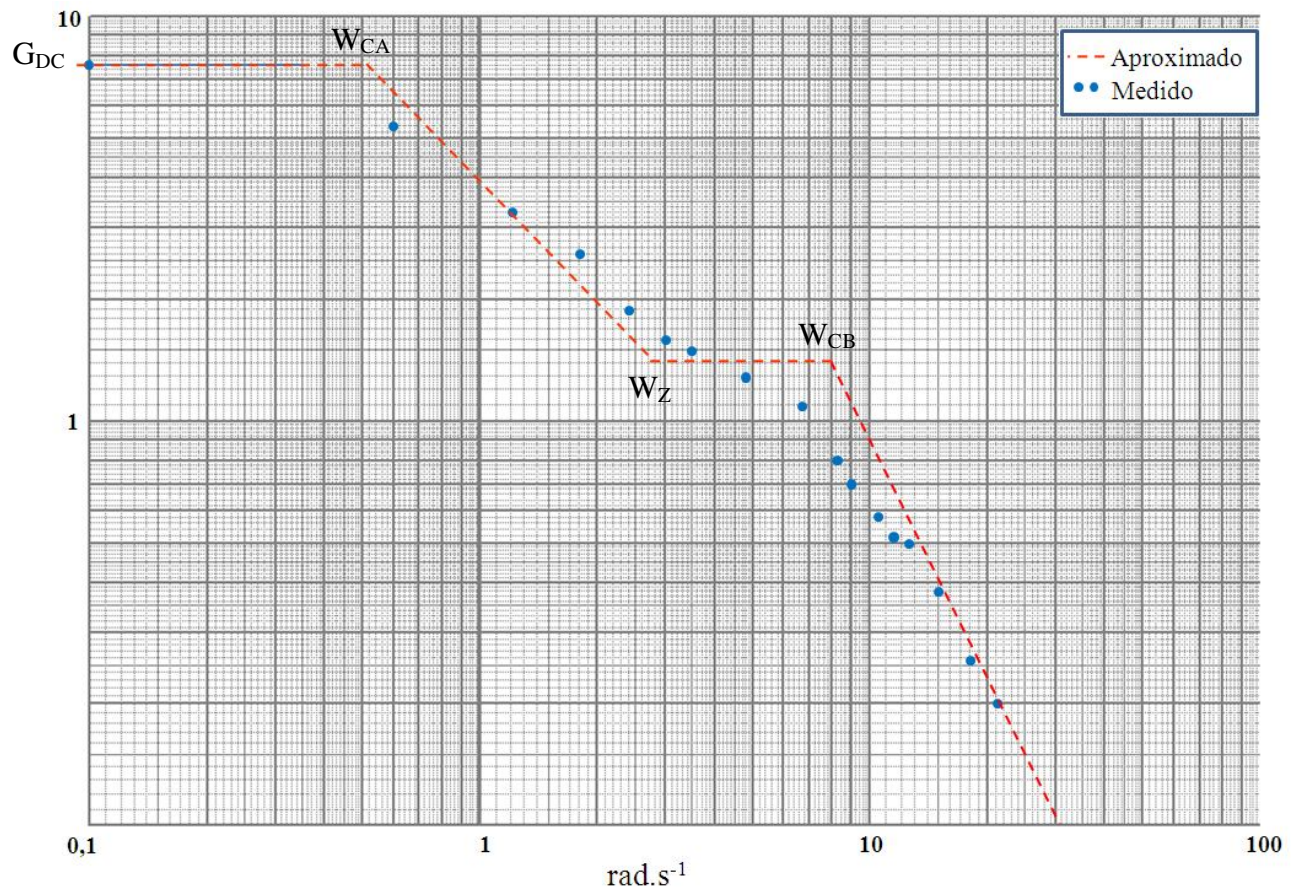


Figura 35: Módulo do ganho da pressão no coletor de admissão (MAP) pelo comando da turbina de geometria variável em relação à frequência.

Vê-se no gráfico a resposta em frequência da pressão (MAP) em função da turbina (VGT). Ajustando o traçado das assíntotas aos pontos medidos da resposta em frequência do sistema, obtém-se uma região de ganho constante G_{DC} até a frequência de quebra de W_{CA} seguida de uma assíntota atenuada com taxa de 20dB por década até W_Z , seguida de outra reta de ganho constante até a frequência de quebra W_{CB} e seguida por outra assíntota com decaimento a uma taxa de 40dB por década.

Como visto anteriormente, na seção de análise do desempenho do atuador da turbina (VGT) em função da frequência, o desempenho do atuador começa a se degradar de forma significativa a partir de 19 radianos por segundo, dessa forma, a redução do ganho observado na Figura 35, a partir do ponto W_{CB} (8 rad.s⁻¹), é uma característica da planta e não pode ser atribuído ao atuador da turbina.

Portanto, a função de transferência que representa o comportamento aproximado pelas assíntotas mostradas na Figura 35, pode ser descrita pela Equação 17 (sem o atraso de transporte).

$$G_{map_vgt}(j\omega) = \frac{GDC \cdot \left(\frac{1}{W_Z} j\omega + 1 \right)}{\left(\frac{1}{W_{Ca}} j\omega + 1 \right) \cdot \left(\frac{(j\omega)^2}{W_{Cb}^2} + \frac{2 \cdot \zeta}{W_{Cb}} j\omega + 1 \right)} \quad \text{Equação 17}$$

Os pontos destacados na Figura 35 (Frequências: W_Z , W_{Ca} e W_{Cb} ; ganho: G_{DC}) tiveram seus valores determinados graficamente e estão indicados na Tabela 10.

Tabela 10: Pontos de destaque do gráfico da resposta em frequência

Identificação	Valor	Unidade
G_{DC}	7,7 *	-
W_Z	2,7	rad.s ⁻¹
W_{Ca}	0,5	rad.s ⁻¹
W_{Cb}	8	rad.s ⁻¹

* O ganho G_{DC} é positivo, pois conforme detectado no ensaio a estímulo degrau positivo, houve uma reação positiva da pressão (MAP).

A razão de amortecimento (ζ), no entanto, precisa ser determinada e para encontrar o valor mais apropriado para a função descrita na Equação 17, foram realizadas algumas simulações do modelo (incluído o atraso de transporte) com valores distintos de amortecimento (ζ) e feita a comparação dos resultados obtidos com os medidos. A mesma sequência de pulsos aplicados ao atuador da turbina (VGT) durante o ensaio do motor foi utilizada nas simulações.

O gráfico mostrando um trecho do ensaio e as respostas dos quatro modelos propostos, pode ser visto na Figura 36.

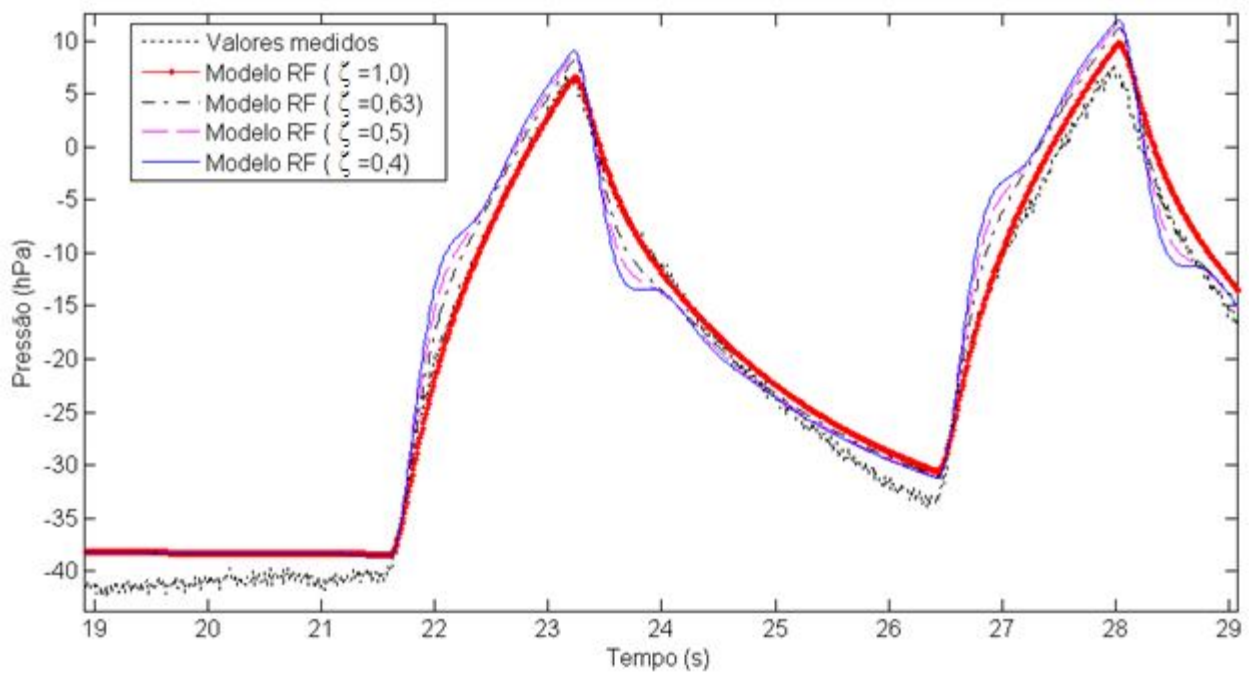


Figura 36: Comparação entre os valores da pressão (MAP) medida e os resultados dos quatro modelos para diferentes coeficientes de amortecimento (ζ).

O modelo com a razão de amortecimento unitário apresentou maior aderência aos valores medidos.

Calculando o fator indicativo de qualidade do ajuste QMR, para cada um desses modelos, temos os resultados da Tabela 11.

Tabela 11: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.

	QMR
Modelo RF $\zeta = 1$	6,90 *
Modelo RF $\zeta = 0,63$	7,02
Modelo RF $\zeta = 0,5$	7,88
Modelo RF $\zeta = 0,4$	9,00

* Modelo melhor ajustado

O modelo com amortecimento unitário apresentou menor índice QMR e, portanto, melhor ajuste aos valores medidos. Dessa forma o modelo obtido através da análise de resposta em

frequência que melhor representa o sistema é dado pela Equação 18 (sem o efeito do atraso de transporte).

$$G_{map_vgt_RF}(j\omega) = \frac{7,7 \cdot \left(\frac{1}{2,7} \cdot j\omega + 1\right)}{\left(\frac{1}{0,5} \cdot j\omega + 1\right) \cdot \left(\frac{(j\omega)^2}{8^2} + \frac{2}{8} \cdot j\omega + 1\right)} \quad \text{Equação 18}$$

3.3.9 Análise da resposta em frequência da pressão (MAP) aos estímulos senoidais na válvula de recirculação (EGR)

Os valores medidos durante o ensaio de aplicação de estímulos senoidais ao atuador da válvula EGR, para análise da resposta em frequência da pressão (MAP), podem ser vistos na Tabela 12.

Tabela 12: Valores relativos à aplicação de estímulo senoidal à válvula EGR

Frequência (rad/s)	Amplitude pico a pico do estímulo aplicado à válvula(EGR) (%)	Variação pico a pico da pressão no coletor de admissão (MAP) (hPa)	Módulo do ganho da pressão (MAP) com relação às variações na válvula (EGR) (hPa/%)
0,1	10	162	16,2
0,6	10	125	12,5
1,2	10	87	8,7
1,8	10	67	6,7
2,4	10	55	5,5
3,0	10	46	4,6
3,5	10	40	4
4,7	10	33,5	3,35
5,7	10	27,5	2,75
6,9	10	23	2,3
8,1	10	19	1,9
9,2	10	16,5	1,65
10,3	10	14	1,4

11,4	10	11,5	1,15
12,6	10	8	0,8
15,0	10	5,3	0,53

- A primeira e segunda colunas contém respectivamente a frequência e a amplitude do estímulo senoidal aplicado ao atuador sob análise.
- A terceira coluna contém a variação pico a pico medida na saída da planta.
- A quarta coluna contém o módulo do ganho calculado pela razão da variação pico a pico na saída (terceira coluna) pela variação na entrada de controle do atuador (segunda coluna).

Dispondo os valores de ganho da pressão do coletor de admissão (MAP) em função do comando da válvula EGR em um papel di-log, obtém-se o gráfico da Figura 37, onde o ganho é indicado pelos pontos.

Com o objetivo de ajustar um modelo à resposta em frequência medida, adicionou-se também ao gráfico, retas assíntotas de inclinações múltiplas de ± 20 dB por década, que mais se aproximam dos pontos medidos.

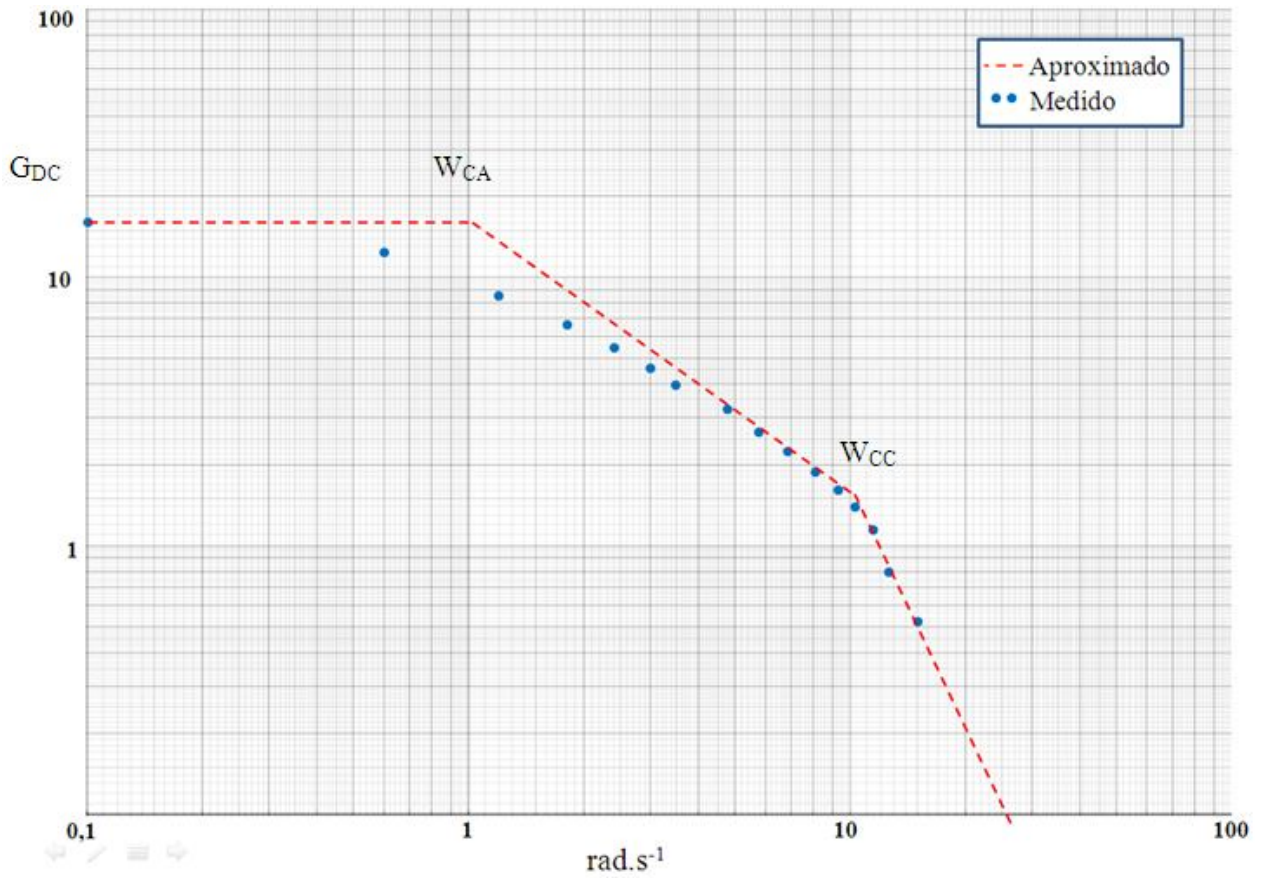


Figura 37: Módulo do ganho da pressão no coletor de admissão (MAP) pelo comando da válvula EGR em relação à frequência.

Vê-se no gráfico a resposta em frequência da pressão (MAP) em função da válvula EGR. Ajustando o traçado das assíntotas aos pontos medidos da resposta em frequência do sistema, obtém-se uma região de ganho constante G_{DC} até a frequência de quebra de W_{CA} seguida de uma assíntota atenuada com taxa de 20dB por década até W_{CC} seguida de outra assíntota atenuada com taxa de 60dB por década.

Baseado na análise anteriormente efetuada da performance do atuador da válvula EGR, onde foi detectado que este atuador sofre uma queda de desempenho a partir de 10 radianos por segundo, a assíntota que vai de W_{CC} até 30 rad.s⁻¹ foi assumido que esteja representando o comportamento dinâmico da válvula EGR e sendo representado por um sistema de segunda ordem dado anteriormente pela Equação 13. Portanto, a função de transferência que representa o comportamento aproximado pelas assíntotas mostradas na Figura 37, incluindo a função de

transferência da válvula EGR já conhecida, pode ser descrita pela Equação 19 (sem o atraso de transporte).

Equação 19

$$G_{map_egr}(j\omega) = \frac{GDC}{\left(\frac{1}{W_{ca}}j\omega + 1\right) \cdot \left(\frac{(j\omega)^2}{10^2} + \frac{2}{10}j\omega + 1\right)}$$

Os pontos destacados na Figura 37 (Frequência: W_{CA} ; ganho: G_{DC}) tiveram seus valores determinados graficamente e estão indicados na Tabela 13, a seguir.

Tabela 13: Pontos de destaque do gráfico da resposta em frequência

Identificação	Valor	Unidade
G_{DC}	-16,2*	
W_{CA}	1	rad.s ⁻¹

* O ganho GDC é negativo pois conforme detectado no ensaio a estímulo degrau positivo, houve uma reação negativa da pressão (MAP).

Substituindo os valores da Tabela 13 na Equação 19, obtém-se a função de transferência (sem o efeito do atraso de transporte) dada pela Equação 20.

Equação 20

$$G_{map_egr_RF}(j\omega) = \frac{-16,2}{(j\omega + 1) \cdot \left(\frac{(j\omega)^2}{10^2} + \frac{2}{10}j\omega + 1\right)}$$

3.3.10 Análise da resposta em frequência da vazão (MAF) aos estímulos senoidais na turbina (VGT)

Os valores medidos durante o ensaio de aplicação de estímulos senoidais ao atuador da turbina VGT, para análise da resposta em frequência da vazão de ar limpo (MAF), podem ser vistos na Tabela 14.

Tabela 14: Valores relativos à aplicação de estímulo senoidal no atuador da turbina (VGT)

Frequência (rad/s)	Amplitude pico a pico do estímulo aplicado à turbina (VGT) (%)	Variação pico a pico da vazão de ar limpo (MAF) (mg/adm)	Módulo do ganho da pressão (MAF) com relação às variações na turbina (VGT) (mg/adm/%)
0,1	10	28	2,8
0,6	10	45	4,5
3,1	10	87	8,7
6,3	10	67	6,7
9,2	10	62	6,2
12,1	10	39	3,9
15,3	10	0	0

- A primeira e segunda colunas contém respectivamente a frequência e a amplitude do estímulo senoidal aplicado ao atuador sob análise.
- A terceira coluna contém a variação pico a pico medida na saída da planta.
- A quarta coluna contém o módulo do ganho calculado pela razão da variação pico a pico na saída (terceira coluna) pela variação na entrada de controle do atuador (segunda coluna).

Dispondo os valores de ganho da vazão de ar limpo (MAF) em função do comando da geometria da turbina (VGT) em um papel di-log, obtém-se o gráfico da Figura 38, onde o ganho é indicado pelos pontos.

Com o objetivo de ajustar um modelo à resposta em frequência medida, adicionou-se também ao gráfico, retas assíntotas de inclinações múltiplas de ± 20 dB por década, que mais se aproximam dos pontos medidos.

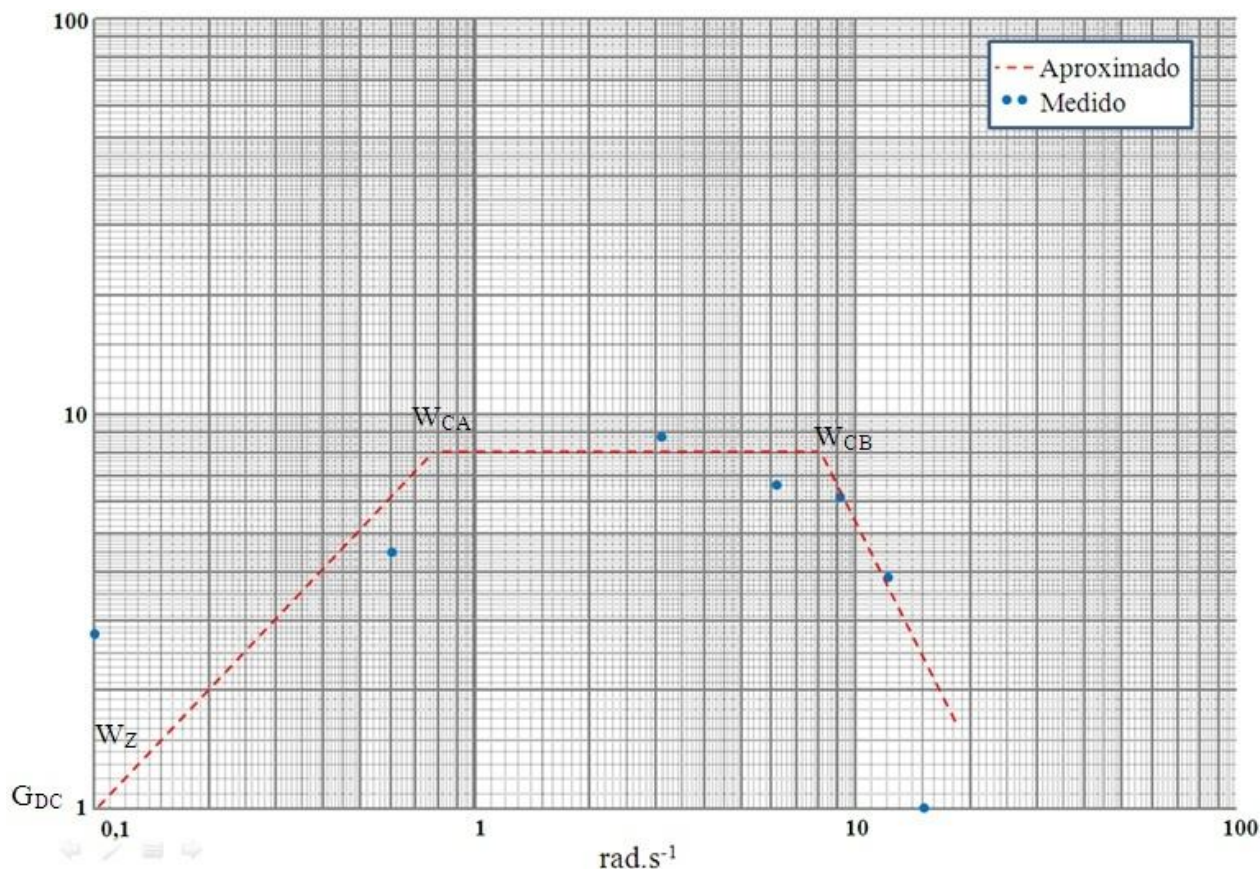


Figura 38: Módulo do ganho da vazão de ar limpo (MAF) pelo comando da turbina de geometria variável em relação à frequência.

Vê-se no gráfico a resposta em frequência da vazão (MAF) em função da turbina (VGT). Ajustando o traçado das assíntotas aos pontos medidos da resposta em frequência do sistema, obtém-se uma região de ganho crescente a uma taxa de 40dB por década, de G_{DC} até a frequência de quebra W_{CA} , seguida de uma reta de ganho constante até W_{CB} e seguida por outra assíntota com decaimento a uma taxa de 40dB por década. Como visto anteriormente, na seção de análise do desempenho do atuador da turbina (VGT) em função da frequência, o desempenho do atuador começa a se degradar de forma significativa a partir de 19 radianos por segundo, dessa forma a redução do ganho observado na Figura 38 a partir do ponto W_{CB} (8 rad.s⁻¹), é uma característica da planta e não pode ser atribuída ao atuador da turbina.

Portanto, a função de transferência que representa o comportamento aproximado pelas assíntotas mostradas na Figura 38, pode ser descrita pela Equação 21 (sem o atraso de transporte).

Equação 21

$$G_{map_vgt}(S) = \frac{G_{DC} \cdot \left(\frac{1}{W_Z} j\omega + 1 \right)}{\left(\frac{1}{W_{CA}} j\omega + 1 \right) \cdot \left(\frac{(j\omega)^2}{W_{CB}^2} + \frac{2\zeta}{W_{CB}} j\omega + 1 \right)}$$

Os pontos destacados na Figura 38 (Frequências: W_Z , W_{CA} e W_{CB} ; ganho: G_{DC}), tiveram seus valores determinados graficamente e estão indicados na Tabela 15.

Tabela 15: Pontos de destaque do gráfico da resposta em frequência

Identificação	Valor	Unidade
G_{DC}	-1 *	-
W_Z	0,1	rad.s ⁻¹
W_{CA}	0,8	rad.s ⁻¹
W_{CB}	8	rad.s ⁻¹

* O ganho G_{DC} é negativo pois conforme detectado no ensaio a estímulo degrau positivo, anteriormente executado, houve uma reação negativa da vazão (MAF).

A razão de amortecimento (ζ), no entanto, precisa ser determinada e para a escolha do valor mais apropriado foram realizadas algumas simulações do modelo (incluído o atraso de transporte) com valores distintos de amortecimento (ζ) e feita a comparação dos resultados obtidos com os medidos. A mesma sequência de pulsos aplicados ao atuador da turbina (VGT) durante o ensaio do motor foi utilizada nas simulações.

O gráfico mostrando um trecho do ensaio e as respostas dos quatro modelos propostos pode ser visto na Figura 39.

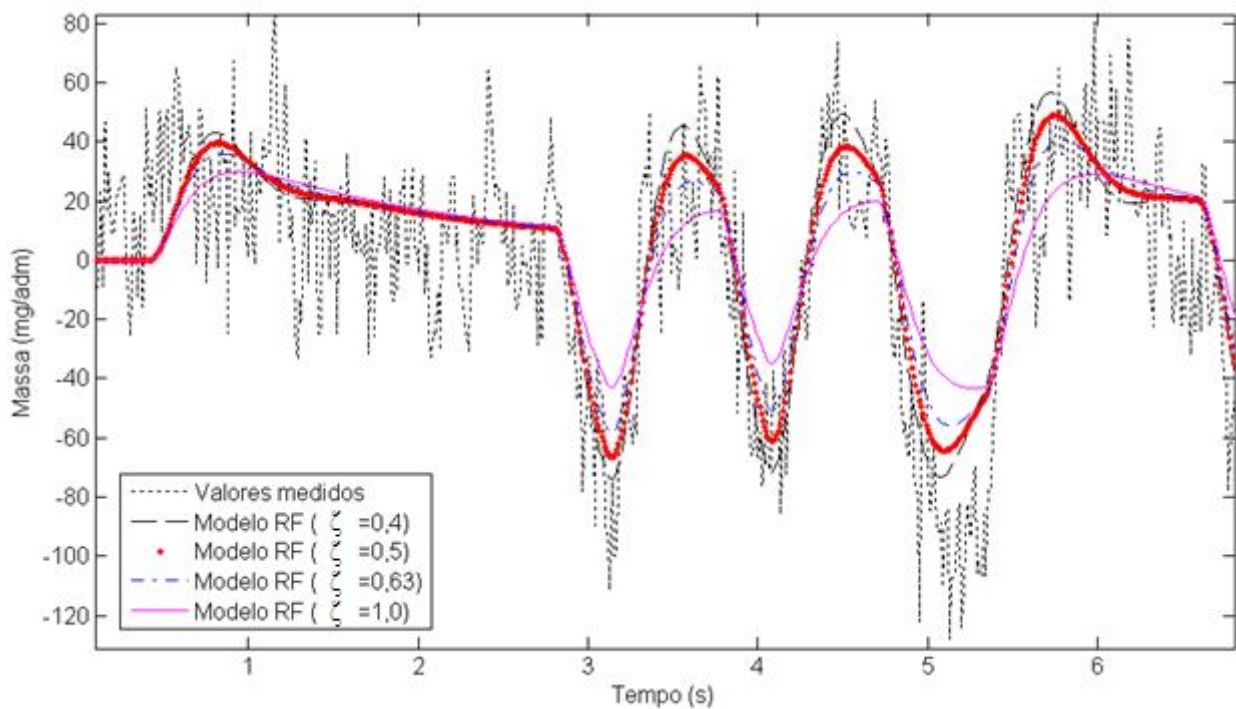


Figura 39: Comparação entre os valores da vazão de ar limpo medida (MAF) e os resultados dos quatro modelos com diferentes coeficientes de amortecimento (ζ) quando submetidos ao mesmo estímulo PRBS.

Vê-se no gráfico que o modelo com amortecimento unitário ficou, em média, mais longe dos pontos medidos.

Calculando o fator indicativo de qualidade do ajuste QMR para cada um desses modelos têm-se os resultados indicados na Tabela 16.

Tabela 16: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.

	QMR
Modelo RF($\zeta=1$)	866,5
Modelo RF($\zeta=0,63$)	672,6
Modelo RF($\zeta=0,5$)	628,7 *
Modelo RF($\zeta=0,4$)	635,1

* Modelo melhor ajustado

Vê-se que o modelo com $\zeta=0,5$ apresentou melhor ajuste aos valores medidos. Dessa forma, o modelo obtido através da análise de resposta em frequência que melhor representa o sistema, é dado pela Equação 22 (sem o efeito do atraso de transporte).

Equação 22

$$G_{maf_vgt_RF}(j\omega) = \frac{-1 \cdot \left(\frac{1}{0,1} \cdot j\omega + 1\right)}{\left(\frac{1}{0,8} \cdot j\omega + 1\right) \cdot \left(\frac{(j\omega)^2}{8^2} + \frac{2 \cdot 0,5}{8} \cdot j\omega + 1\right)}$$

3.3.11 Análise da resposta em frequência da vazão (MAF) aos estímulos senoidais na válvula de recirculação (EGR)

Os valores medidos durante o ensaio de aplicação de estímulos senoidais ao atuador da válvula EGR, para análise da resposta em frequência da vazão (MAF), podem ser vistos na Tabela 17.

Tabela 17: Valores relativos à aplicação de estímulo senoidal no atuador da válvula (EGR)

Frequência (rad/s)	Amplitude pico a pico do estímulo aplicado à válvula(EGR) (%)	Variação pico a pico da vazão de ar limpo (MAF) (mg/adm)	Módulo do ganho da pressão (MAF) com relação às variações na válvula (EGR) (mg/adm/%)
0,1	10	190	19
0,6	10	210	21
1,2	10	200	20
1,8	10	200	20
2,4	10	200	20
3,0	10	200	20
3,5	10	200	20
4,7	10	200	20
5,7	10	200	20
6,7	10	160	16
8,2	10	150	15

9,4	10	150	15
10,5	10	130	13
11,4	10	122	12,2
12,6	10	110	11
15,0	10	50	5

- A primeira e segunda colunas contém respectivamente a frequência e a amplitude do estímulo senoidal aplicado ao atuador sob análise.

- A terceira coluna contém a variação pico a pico medida na saída da planta.

- A quarta coluna contém o módulo do ganho calculado pela razão da variação pico a pico na saída (terceira coluna) pela variação na entrada de controle do atuador (segunda coluna).

Dispondo os valores de ganho da vazão de ar limpo (MAF) em função do comando da válvula EGR em um papel di-log, obtém-se o gráfico da Figura 40, onde o ganho é indicado pelos pontos.

Com o objetivo de ajustar um modelo à resposta em frequência medida, adicionou-se também ao gráfico, retas assíntotas de inclinações múltiplas de ± 20 dB por década, que mais se aproximam dos pontos medidos.

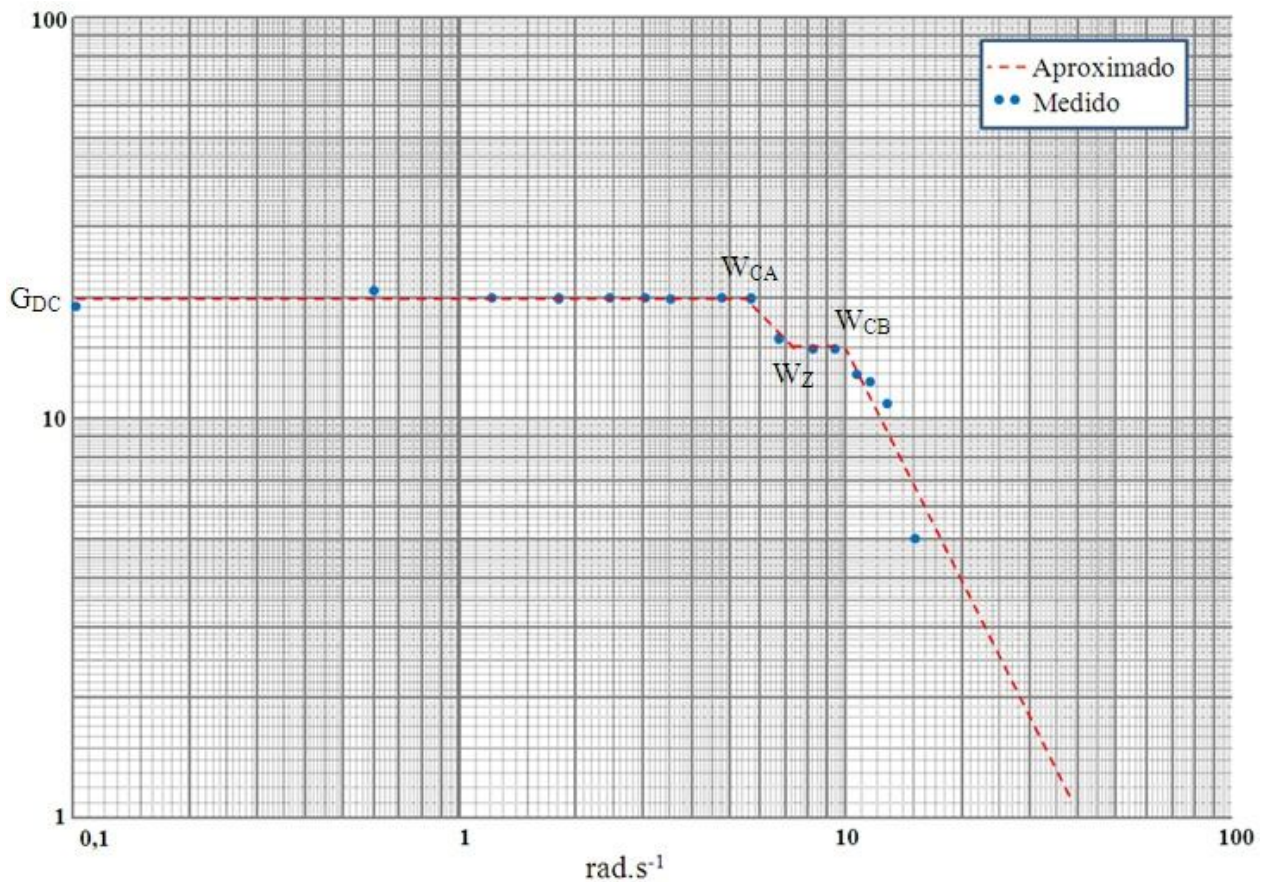


Figura 40: Módulo do ganho da vazão de ar limpo (MAF) pelo comando da válvula EGR em relação à frequência.

Vê-se no gráfico a resposta em frequência da vazão (MAF) em função da válvula EGR. Ajustando o traçado das assíntotas aos pontos medidos da resposta em frequência do sistema, obtém-se uma região de ganho constante G_{DC} até a frequência de quebra de W_{CA} seguida de uma assíntota atenuada com taxa de 20dB por década até W_Z , que é seguida de outra assíntota com ganho constante até W_{CB} . Desta última frequência em diante, o ganho pode ser aproximado por uma assíntota atenuada com taxa de 40dB por década.

Baseado na análise anterior da performance do atuador da válvula EGR, onde foi detectado que este atuador sofre uma queda de desempenho a partir de 10 radianos por segundo, a assíntota que vai de W_{CB} até 40 rad.s^{-1} foi assumido que esteja representando o comportamento dinâmico da válvula EGR e sendo representado por um sistema de segunda ordem dado anteriormente pela Equação 13. Portanto, a função de transferência que representa o comportamento aproximado pelas assíntotas mostradas na Figura 40 e que inclui a função de

transferência da válvula EGR, já conhecida, pode ser descrita pela Equação 23 (sem o atraso de transporte).

Equação 23

$$G_{maf_egr_RF}(j\omega) = \frac{G_{DC} \cdot \left(\frac{1}{W_Z} j\omega + 1 \right)}{\left(\frac{1}{W_{CA}} j\omega + 1 \right) \cdot \left(\frac{(j\omega)^2}{10^2} + \frac{2}{10} j\omega + 1 \right)}$$

Os pontos destacados na Figura 40 (Frequências: W_{CA} e W_Z ; ganho: G_{DC}), tiveram seus valores determinados graficamente e estão indicados na Tabela 18, a seguir.

Tabela 18: Pontos de destaque do gráfico da resposta em frequência

Identificação	Valor	Unidade
G_{DC}	-20 *	
W_Z	7,4	rad.s ⁻¹
W_{CA}	5,6	rad.s ⁻¹

* O ganho G_{DC} é negativo pois conforme detectado no ensaio a estímulo degrau positivo, houve uma reação negativa da vazão (MAF).

Substituindo os valores da Tabela 18 na Equação 23, obtém-se a função de transferência (sem o efeito do atraso de transporte) dada pela Equação 24.

Equação 24

$$G_{maf_egr_RF}(j\omega) = \frac{-20 \cdot \left(\frac{1}{7,4} j\omega + 1 \right)}{\left(\frac{1}{5,6} j\omega + 1 \right) \cdot \left(\frac{(j\omega)^2}{10^2} + \frac{2}{10} j\omega + 1 \right)}$$

3.3.12 Análise das respostas da planta aos estímulos PRBS

A partir dos resultados dos ensaios de aplicação dos estímulos pseudo-aleatório (PRBS), serão identificadas as funções de transferência que representam o comportamento entrada-saída da planta, através da análise paramétrica (ARX).

No entanto, para exemplificar a metodologia aplicada, nesta seção faremos a descrição detalhada dos passos utilizados para se obter a função de transferência representativa da pressão do coletor (MAP) em função da posição da turbina (VGT).

A medição, armazenamento, análise da resposta da planta quando estimulada por sinais PRBS e a posterior obtenção das funções de transferência é uma tarefa totalmente computacional.

Para fins de modelagem, as informações que foram obtidas nos ensaios, são:

- Valor da posição comandada do atuador (entrada)
- Valor da leitura do sensor (saída)
- Instante de tempo de cada aquisição

Os resultados do ensaio foram armazenados em arquivo digital com taxa de amostragem de $10\text{ms} \pm 1,5\text{ms}$.

A título de exemplo, são exibidas na Tabela 19 apenas as primeiras linhas do arquivo digital que contém a aquisição completa do ensaio da aplicação dos estímulos PRBS ao atuador da turbina (VGT), utilizado para modelagem da pressão (MAP).

Tabela 19: Trecho inicial da aquisição dos dados da aplicação do estímulo PRBS

Tempo (s)	TurboSP (%)	MAP (hPa)
0,00132785	76	1453,9
0,01030393	76	1453,9
0,02091202	76	1454,0
0,0302401	76	1454,0
0,04032019	76	1453,3
0,05126429	76	1454,0
0,06086437	76	1454,0
0,07025645	76	1453,5
...

Na primeira coluna tem-se os instantes de tempo do ensaio quando foram armazenados os valores da posição da turbina VGT (TurboSP %) e da pressão no coletor (MAP), que aparecem na segunda coluna e terceira coluna respectivamente.

Um trecho maior do mesmo ensaio de aplicação de estímulos PRBS foi disposto em um gráfico no tempo e pode ser visto na Figura 41.

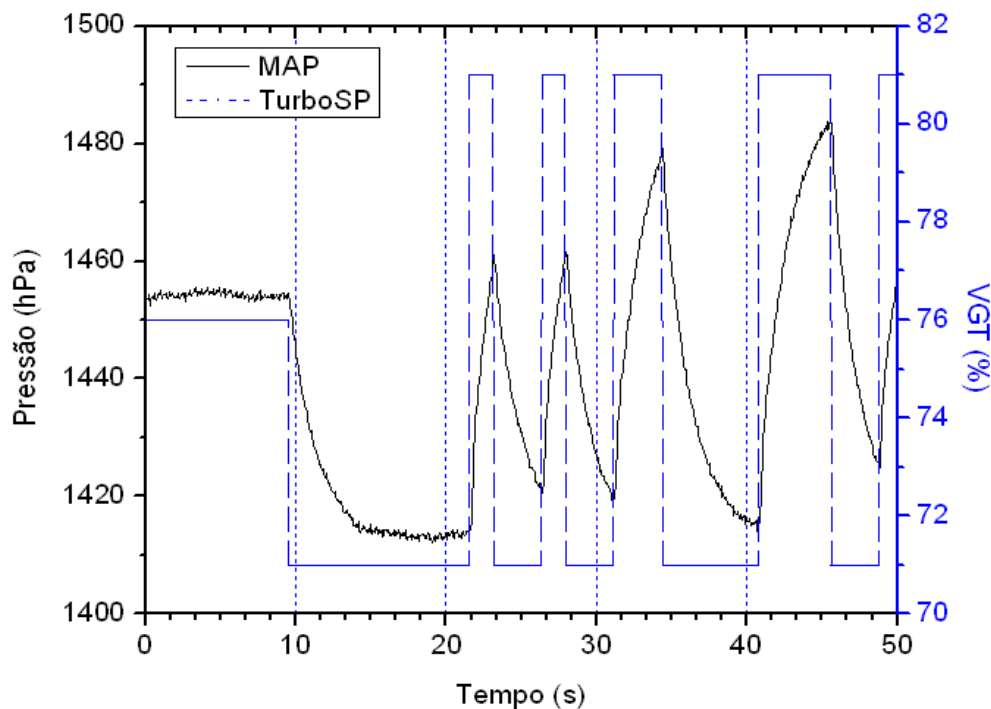


Figura 41: Trecho do estímulo pseudo-aleatório (PRBS) aplicado ao comando do atuador da turbina de geometria variável (TurboSP) e a resposta da pressão no coletor de admissão (MAP).

Vê-se na figura o início da sequência de pulsos pseudo-aleatórios (PRBS) aplicados ao atuador da turbina de geometria variável (VGT), que faz o valor do comando do atuador variar +5% ou -5% ao redor do ponto nominal de operação, conseqüentemente, a pressão do coletor de admissão (MAP) oscila em resposta às variações no atuador.

De posse do arquivo completo, gravado durante o ensaio da planta, a sequência de comandos MATLAB que permite calcular a função de transferência discreta ARX, é vista na Tabela 20 e detalhada a seguir.

Tabela 20: Comandos MATLAB para obtenção do modelo ARX

Comando	Função
<i>dados = IDDATA (saida_planta,estimulo,Tamostragem)</i>	Cria objeto <i>DATA</i> para rotinas de identificação
<i>dados_sem_tendencia = DETREND (dados)</i>	Remove tendências lineares
<i>modelo_arx=ARX (dados_sem_tendencia, [P Z T], 'focus', 'simulation ')</i>	Determina a função de transferência discreta ARX
<i>modelo_continuo=D2C(modelo_arx)</i>	Converte função de transferência LTI discreta para contínua

O comando indicado na segunda linha (*IDDATA*), cria objeto em formato *DATA-MATLAB*, contendo os valores medidos e sincronizados no tempo de amostragem, onde:

- *estimulo* é o vetor contendo os valores de estímulo aplicados (TurboSP).
- *saída_planta* é o vetor contendo os valores medidos (MAP).

Tamostragem é o intervalo nominal de amostragem da aquisição dos dados (0,010 segundo).

O comando *DETREND*, visto na terceira linha, remove tendências lineares existentes nos valores medidos.

O comando *ARX*, na quarta linha da tabela, determina a função de transferência ARX discreta a partir dos dados, com P (número de pólos) e Z (número de zeros) especificados, considerando também o atraso de transporte. Através da seleção das opções '*focus*' e '*simulation*' foi determinado que a função resultante tivesse melhor desempenho para fins de simulação.

A quantidade de pólos e zeros, para o comando *ARX*, foi definida através de iterações de tentativa e erro, onde o melhor resultado foi determinado pela análise gráfica da resposta do modelo comparativamente com os valores reais medidos no motor.

O comando visto na última linha da tabela (*D2C*) determina a função contínua (domínio-*s*) a partir da função ARX discreta.

Ao fim desta série de comandos, atribuindo P=3 e Z=2, obtém-se a função de transferência contínua (sem o atraso de transporte) da pressão no coletor (MAP) em função do comando na turbina (VGT), dada pela Equação 25.

$$G_{map_vgt_ARX}(S) = \frac{7,566 S^2 + 348 S + 1559}{S^3 + 56,21 S^2 + 400,7 S + 206,4} \quad \text{Equação 25}$$

O procedimento descrito acima foi repetido para obter as demais funções de transferência da planta a partir dos resultados disponíveis. Ao final da rotina de identificação obtém-se as funções apresentadas na Tabela 21.

Tabela 21: Funções de transferência obtidas a partir da análise dos estímulos PRBS

Modelo	Pólos	Zeros	Função de transferência
MAP(VGT)	3	2	$\frac{7,566 S^2 + 348 S + 1559}{S^3 + 56,21 S^2 + 400,7 S + 206,4}$
MAP(EGR)	3	2	$\frac{-0,168 S^2 - 33,76 S - 1806}{S^3 + 94,21 S^2 + 198,6 S + 113,4}$
MAF(VGT)	3	2	$\frac{-23,6 S^2 - 8235 S - 7,5e5}{S^3 + 261,3 S^2 + 1392e4 S + 7,785e4}$
MAF(EGR)	3	2	$\frac{-36,23 S^2 - 1,13e4 S - 9,295e5}{S^3 + 224,1 S^2 + 9927 S + 4,474e4}$

A primeira coluna da tabela, à esquerda, contém a identificação dos modelos. A segunda e terceira colunas relacionam o número de pólos e zeros utilizados para obter as respectivas funções de transferência descritas na quarta coluna.

3.3.13 Definição das funções de transferência melhor ajustadas

Cada função de transferência foi obtida por dois métodos: análise em frequência senoidal e análise paramétrica ARX. Para a determinação da função de transferência melhor ajustada aos dados reais medidos no ensaio aqui são utilizados os gráficos na escala de tempo, mostrando o comportamento de cada modelo sobreposto à resposta real do motor durante os ensaios, quando ambos, o motor e o modelo, são submetidos aos mesmos estímulos.

Também é calculado o índice QMR (quadrado da média dos resíduos) para ambos os modelos, comparando-os numericamente aos valores reais medidos.

Os modelos e os valores medidos durante os ensaios foram inseridos em ambiente MATLAB/SIMULINK, foram também adicionados os respectivos atrasos de transporte (T_d) obtidos nas seções anteriores.

A comparação gráfica entre os resultados medidos no ensaio do motor e os resultados de cada modelo, são mostrados nas figuras a seguir, da Figura 42 até a Figura 45.

Os modelos que utilizam funções de transferência obtidas pela resposta em frequência são identificados como “modelo RF”, as obtidas pela análise PRBS/ARX são identificadas como “modelo ARX”.

Os resultados do índice QMR para cada modelo estão indicados a seguir, abaixo de cada figura, da Tabela 22 até a Tabela 25, conforme segue.

- Modelo da pressão (MAP) em função da turbina (VGT).

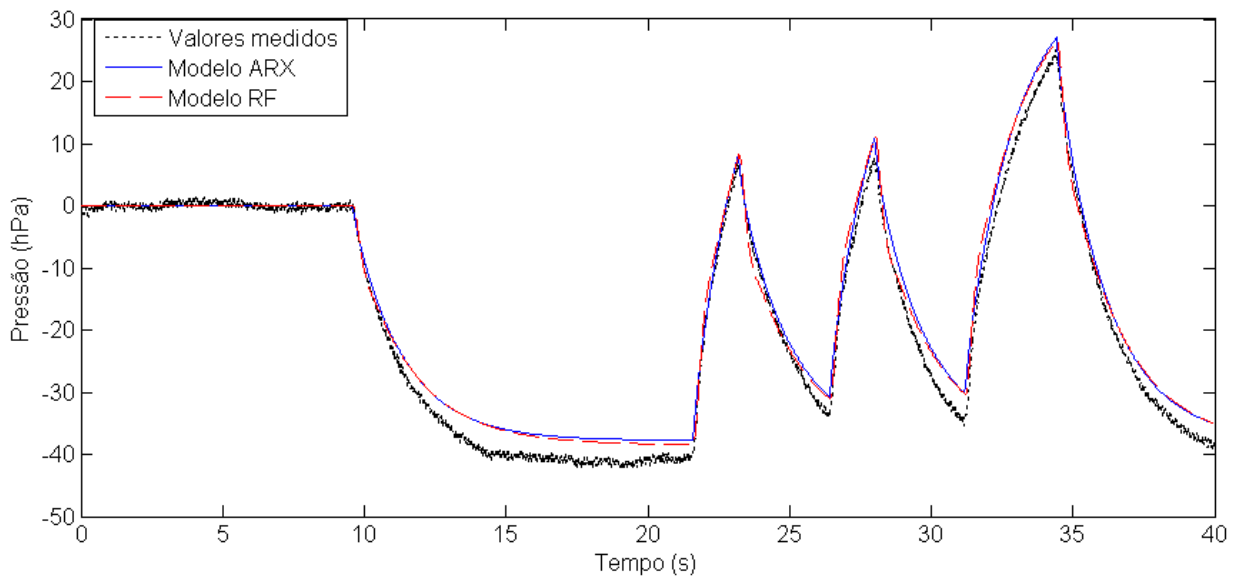


Figura 42: Resposta dos modelos comparados com o valor medido da pressão (MAP) em função do comando da turbina (VGT)

Tabela 22: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.

	QMR
Modelo RF	6,90 *
Modelo ARX	7,42

* Modelo melhor ajustado

Dado que o ajuste perfeito é obtido quando o fator QMR for nulo, conclui-se que o modelo RF está melhor ajustado aos valores reais medidos.

- Modelo da pressão (MAP) em função da válvula (EGR).

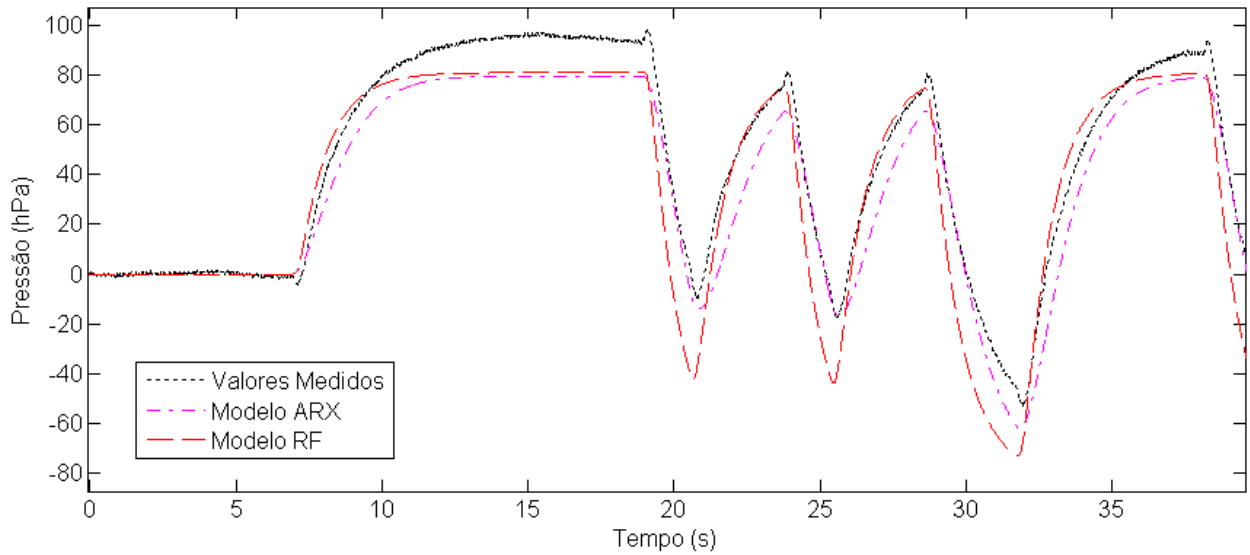


Figura 43: Resposta dos modelos comparados com o valor medido da pressão (MAP) em função do comando da válvula (EGR).

Tabela 23: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.

	QMR
Modelo RF	341,6
Modelo ARX	174,9 *

* Modelo melhor ajustado

Dado que o ajuste perfeito é obtido quando o fator QMR for nulo, conclui-se que o modelo ARX está melhor ajustado aos valores reais medidos.

-Modelo da vazão (MAF) em função da turbina (VGT).

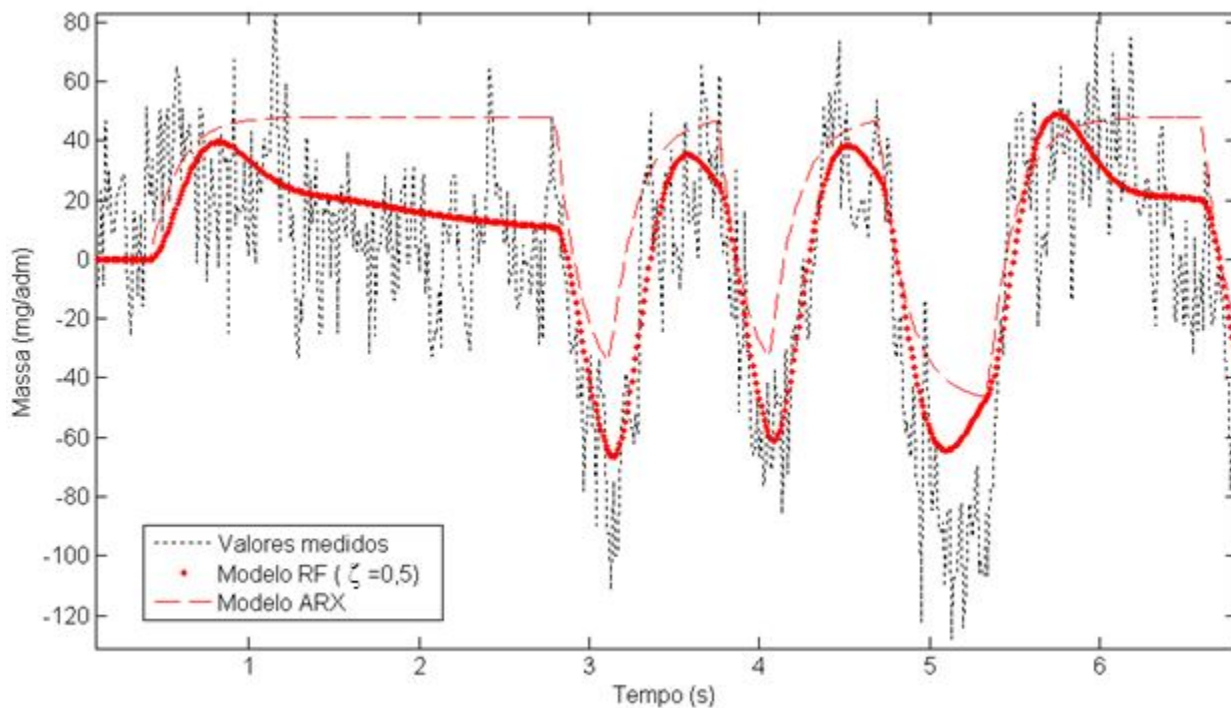


Figura 44: Resposta dos modelos comparados com o valor medido da vazão (MAF) em função do comando da turbina (VGT).

Tabela 24: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.

	QMR
Modelo RF	628,7 *
Modelo ARX	1333

* Modelo melhor ajustado

Dado que o ajuste perfeito é obtido quando o fator QMR for nulo, conclui-se que o modelo RF está melhor ajustado aos valores reais medidos.

-Modelo da vazão (MAF) em função da válvula (EGR).

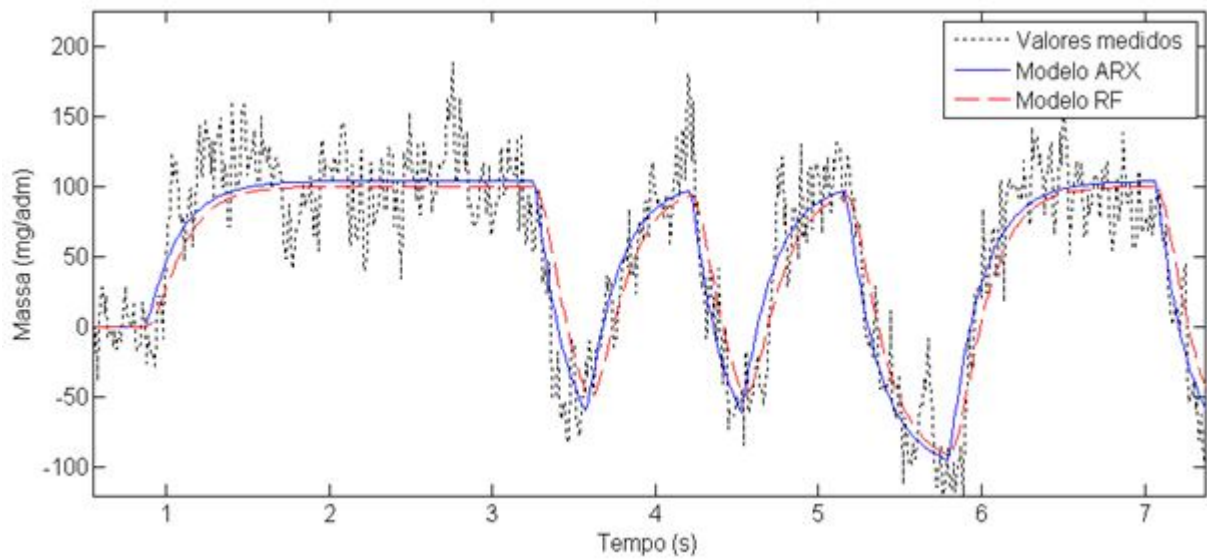


Figura 45: Resposta dos modelos comparados com o valor medido da vazão (MAF) em função do comando na válvula (EGR).

Tabela 25: Tabela com os fatores indicativos de qualidade QMR para cada modelo.

	QMR
Modelo RF	1061
Modelo ARX	844 *

* Modelo melhor ajustado

Dado que o ajuste perfeito é obtido quando o fator QMR for nulo, conclui-se que a função ARX está melhor ajustada aos valores reais medidos.

3.3.14 Representação da planta em SIMULINK e espaço de estados

Agrupando as funções de transferência melhor ajustadas, é possível produzir representações distintas da planta, para uso no projeto e simulação.

Nesta seção, a planta é representada em diagrama de blocos e no formato em espaço de estados.

A representação da planta em diagrama de blocos, no formato gráfico SIMULINK, é vista na Figura 46.

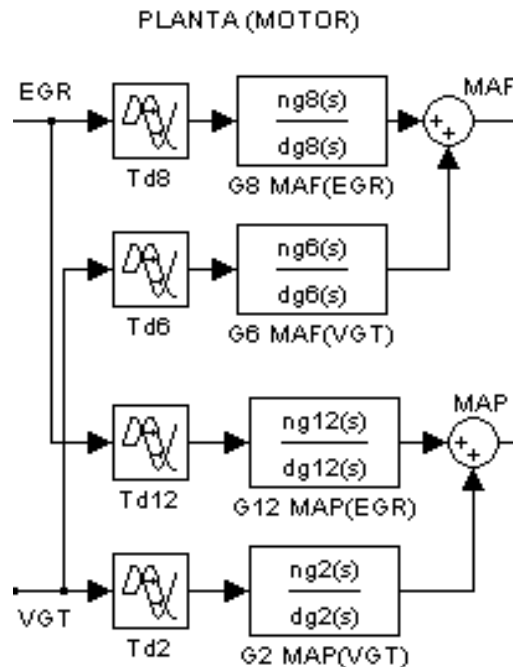


Figura 46: Modelo do motor em SIMULINK

O diagrama é composto por blocos de atraso de transporte e funções de transferência.

Cada variável de saída (MAF e MAP) é determinada pela soma dos efeitos de cada entrada.

Os atrasos de transporte são diferenciados pelos seus respectivos identificadores (Td2, Td12, Td6 e Td8) e de forma similar para as funções de transferência (G2, G12, G6 e G8).

Os valores de atraso de transporte e as funções de transferência melhor ajustadas são vistos nas Tabela 26 e Tabela 27, conforme segue.

Tabela 26: Funções representativas do sistema de ar do motor

Identificação da função	Função de transferência (S)
“G8” MAF(EGR)	$\frac{-36,23 S^2 - 1,13e4 S - 9,295e5}{S^3 + 224,1 S^2 + 9927 S + 4,474e4}$
“G6” MAF(VGT)	$\frac{-1 \cdot \left(\frac{1}{0,1} \cdot S + 1\right)}{\left(\frac{1}{0,8} \cdot S + 1\right) \cdot \left(\frac{S^2}{8^2} + \frac{2 \cdot 0,5}{8} \cdot S + 1\right)}$
“G12” MAP(EGR)	$\frac{-0,168 S^2 - 33,76 S - 1806}{S^3 + 94,21 S^2 + 198,6 S + 113,4}$
“G2” MAP(VGT)	$\frac{7,7 \cdot \left(\frac{1}{2,7} \cdot S + 1\right)}{\left(\frac{1}{0,5} \cdot S + 1\right) \cdot \left(\frac{S^2}{8^2} + \frac{2}{8} \cdot S + 1\right)}$

A primeira coluna da tabela rotula as funções de transferência e a segunda coluna contém as funções em domínio-S.

Os atrasos de transporte medidos nos ensaios anteriores, são reunidos na Tabela 27.

Tabela 27: Atraso de transporte identificado para cada função

Identificação	Atraso de transporte
“Td8”MAF(EGR)	90ms
“Td6” MAF(VGT)	50ms
“Td12” MAP(EGR)	50ms
“Td2” MAP(VGT)	70ms

Para a representação em espaço de estados, o atraso de transporte será aproximado por uma função de Padé de primeira ordem.

Neste caso será utilizada a função $FP(S)$, dada pela Equação 26, onde Td é o atraso de transporte, em segundos.

$$FP(S) = \left(\frac{-S + 2/Td}{S + 2/Td} \right) \quad \text{Equação 26}$$

O produto da função de transferência e da aproximação de Padé resulta na função de transferência com o atraso de transporte incorporado. Os resultados são apresentados na Tabela 28.

Tabela 28: Funções de transferência representativas do motor, com atraso de transporte representado por aproximação de Padé de primeira ordem

Identificação	Função de transferência
“G8P” MAF(EGR).Padé	$\frac{-36,23 S^2 - 1,13e4 S - 9,295e5}{S^3 + 224,1 S^2 + 9927 S + 4,474e4} \cdot \left(\frac{-S + 2/0,09}{S + 2/0,09} \right)$
“G6P” MAF(VGT).Padé	$\frac{-1 \cdot \left(\frac{1}{0,1} \cdot S + 1 \right)}{\left(\frac{1}{0,8} \cdot S + 1 \right) \cdot \left(\frac{S^2}{8^2} + \frac{2 \cdot 0,5}{8} \cdot S + 1 \right)} \cdot \left(\frac{-S + 2/0,05}{S + 2/0,05} \right)$
“G12P” MAP(EGR).Padé	$\frac{-0,168 S^2 - 33,76 S - 1806}{S^3 + 94,21 S^2 + 198,6 S + 113,4} \cdot \left(\frac{-S + 2/0,05}{S + 2/0,05} \right)$
“G2P” MAP(VGT).Padé	$\frac{7,7 \cdot \left(\frac{1}{2,7} \cdot S + 1 \right)}{\left(\frac{1}{0,5} \cdot S + 1 \right) \cdot \left(\frac{S^2}{8^2} + \frac{2}{8} \cdot S + 1 \right)} \cdot \left(\frac{-S + 2/0,07}{S + 2/0,07} \right)$

O próximo passo consiste em construir a representação da planta em espaços de estados a partir das funções de transferência.

Para tal, foram agrupadas as funções de transferência ordenadamente em uma matriz 2x2, compondo um sistema de 2 entradas (EGR e VGT) e 2 saídas (MAF e MAP), conforme visto na Equação 27.

$$\begin{bmatrix} \text{MAF} \\ \text{MAP} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{G8P} & \text{G6P} \\ \text{G12P} & \text{G2P} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \text{EGR} \\ \text{VGT} \end{bmatrix} \quad \text{Equação 27}$$

A conversão para espaço de estados pode ser feita utilizando a sequência de comandos MATLAB constantes da Tabela 29.

Tabela 29: Comandos para realização em espaço de estados

Comando	Função
$G=[g8p,g6p;g12p,g2p]$	Agrupa as funções de transferência em matriz
$ssm=ss(G,'min')$	Calcula realização mínima em espaço de estados

O primeiro comando, na segunda linha da tabela, agrupa as funções de transferência lineares em formato matricial, conforme a Equação 27, obtendo uma matriz quadrada “G”.

O último comando calcula a realização equivalente mínima em espaço de estados.

O resultado é um sistema em espaço de estados, de ordem 16x16, representado pelas matrizes A,B,C e D vistas a seguir (vide Tabela 30 até Tabela 33).

Tabela 30: Matriz A

-246.3	-116	-32.4	-15.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
128	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	64	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	-134.2	-62.0	-8	-2.2	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	64	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	-48.8	-13.2	-5.6	-2	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	32	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	16	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-45.1	-17.0	-8.2	-2
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	32	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0

Tabela 31: Matriz B

32	0
0	0
0	0
0	0
8	0
0	0
0	0
0	0
0	8
0	0
0	0
0	0
0	0
0	4
0	0
0	0
0	0

Tabela 32: Matriz C

1.132	2.562	2.588	-9.85	0	0	0	0	0	2	-4.99	-0.25	0	0	0	0
0	0	0	0	0.021	0.053	0.056	-4.41	0	0	0	0	0	-0.71	2.306	3.438

Tabela 33: Matriz D

0	0
0	0

3.3.15 Análise do efeito da utilização das aproximações de Padé.

Com o objetivo de avaliar comparativamente o efeito da introdução da aproximação de Padé de primeira ordem na representação da planta em espaço de estados, foi montado um experimento onde uma entrada da planta é estimulada com degrau unitário, sendo que o atraso de transporte da planta foi representado de três maneiras distintas, a saber:

- Atraso de transporte com a representação ideal.
- Função aproximação de Padé de primeira ordem.
- Função aproximação de Padé de segunda ordem.

Para viabilizar esse experimento, no entanto, os quatro atrasos de transporte (Td2, Td6, Td8 e Td12) foram modificados para apresentar o mesmo valor (0,06 segundos). Dessa forma foi possível transferir o atraso de transporte do modelo em espaço de estados para a entrada da planta, utilizando então um bloco de função de atraso de transporte do SIMULINK, que foi considerada como a representação ideal do atraso de transporte. O diagrama de blocos em SIMULINK utilizado para a simulação pode ser visto na Figura 47.

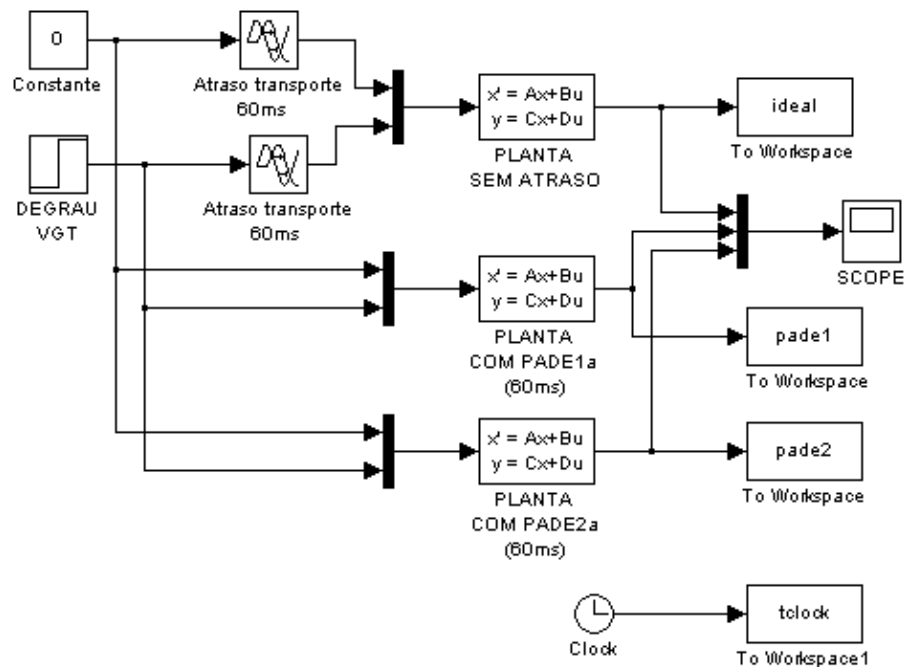


Figura 47: Arranjo para comparação da representação do atraso de transporte

Vê-se no diagrama as três representações da planta: no alto, a planta sem o atraso de transporte, no meio e abaixo, as realizações da planta com as aproximações de Padé de primeira e segunda ordem respectivamente. A planta sem o atraso de transporte incorporado ao modelo é estimulada pelo sinal que passa pelo bloco de atraso ideal.

Para a simulação, como existem acoplamentos internos à planta, é necessário estimular apenas uma das entradas da planta para visualizar o efeito do atraso de transporte nas saídas da mesma, dessa forma, foi estimulada apenas a entrada da turbina (VGT).

A resposta da vazão de ar limpo (MAF) obtida nas três representações de atraso de transporte, quando submetida a um estímulo degrau no tempo $t=1$ segundo na entrada de comando da turbina (VGT), pode ser vista na Figura 48.

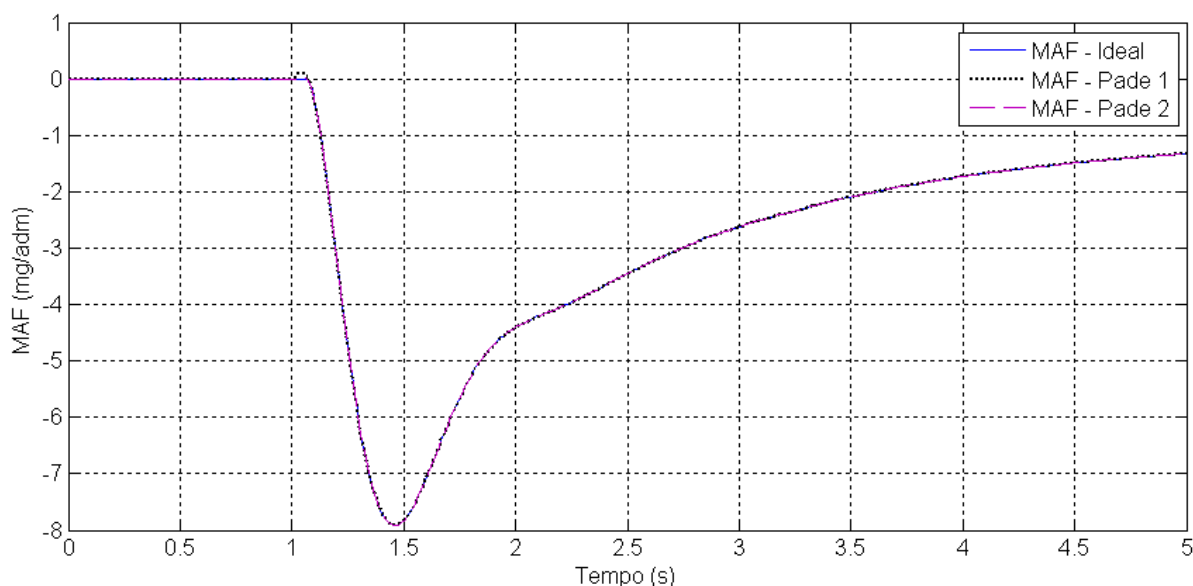


Figura 48: Resposta do modelo da vazão de ar (MAF) com atraso de transporte

Vê-se na figura que ambas as representações de Padé se ajustam bem à resposta obtida com a representação ideal do atraso de transporte, porém logo em seguida à aplicação do estímulo (em $t=1$ segundo) nota-se que houve um pico positivo da variável antes de assumir o valor negativo comandado. Para avaliar a amplitude dessa oscilação, o mesmo gráfico foi ampliado e pode ser visto na Figura 49, a seguir.

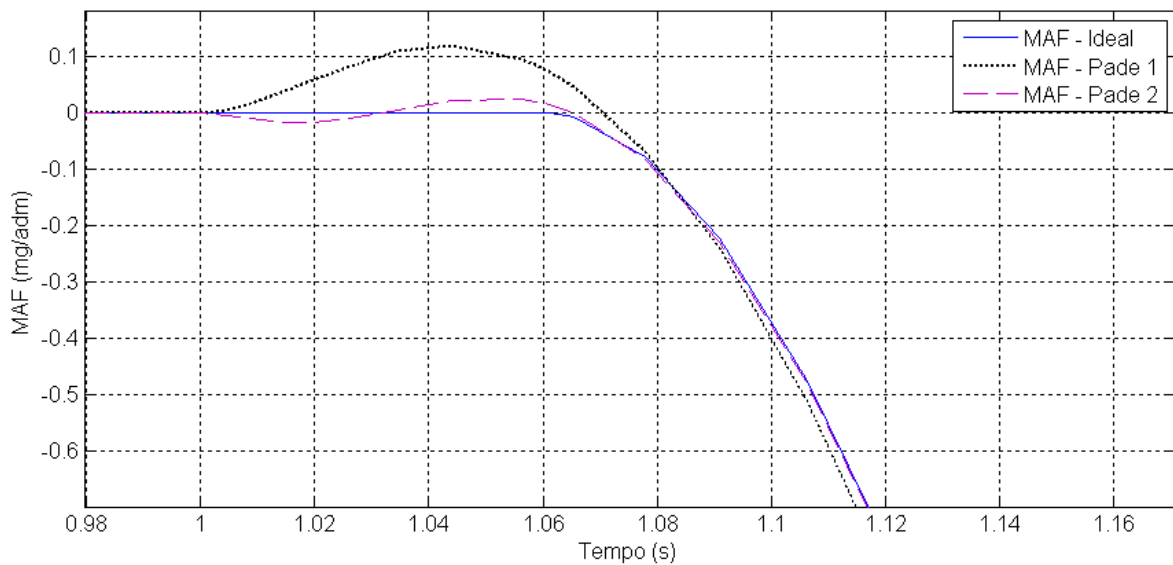


Figura 49: Resposta do modelo da vazão de ar (MAF) com atraso de transporte

Vê-se no gráfico ampliado que a resposta da planta que utilizou a representação ideal do atraso de transporte, indicada como “MAF - Ideal”, apenas se deslocou em direção descendente, enquanto as respostas com a representação de Padé apresentaram oscilação e incremento do valor antes de convergir para a resposta do modelo ideal. Portanto, o pico detectado foi causado devido ao uso da função de aproximação de Padé. A amplitude da oscilação detectada pelo modelo utilizando a aproximação de Padé de primeira ordem foi maior do que a de segunda ordem, no entanto, ambas apresentaram uma amplitude pequena (ao redor de 0,1 mg/adm) se comparada com a amplitude de pico da variável (-8 mg/adm).

A resposta da pressão (MAP) obtida para as três representações de atraso de transporte, quando submetida a um estímulo degrau no tempo $t=1$ segundo na entrada de comando da turbina (VGT), pode ser vista na Figura 50, a seguir.

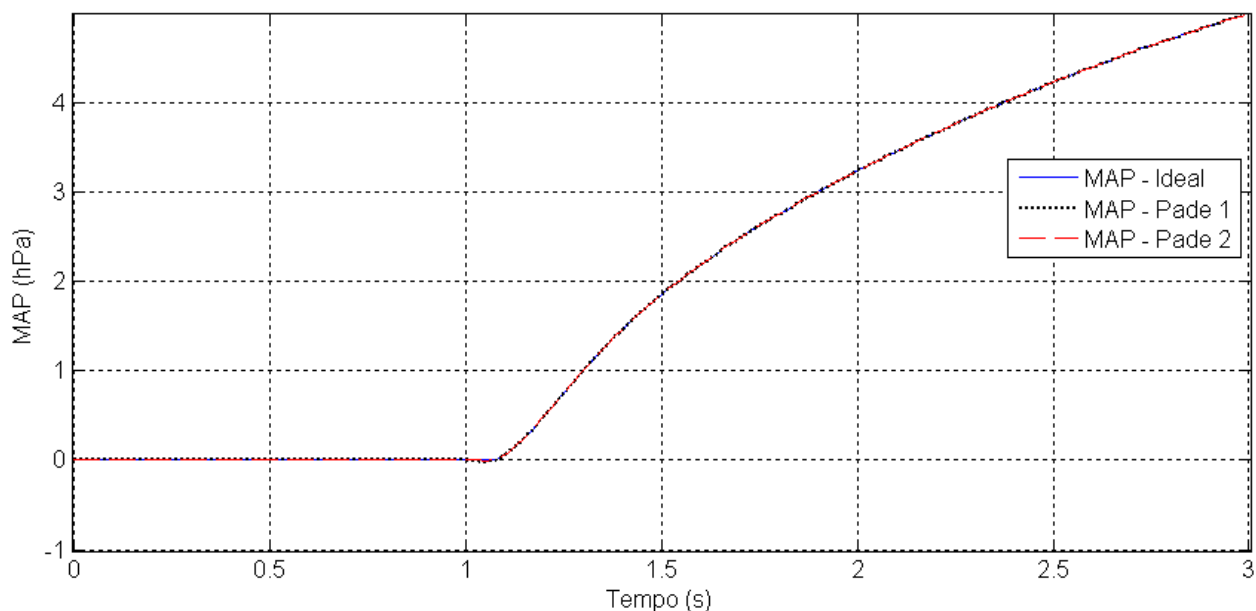


Figura 50: Resposta do pressão (MAP) com atraso de transporte

Vê-se na figura que os modelos com as aproximações de Padé se aproximam bem à resposta do modelo utilizando a representação ideal do atraso de transporte e não foi possível detectar desvios significativos causados pelo emprego das aproximações de Padé.

Ao final da análise, nota-se que a representação do atraso de transporte através da aproximação de Padé introduziu oscilações visíveis na resposta do modelo da vazão de ar limpo (MAF), porém de pequena amplitude.

Portanto a planta com a representação de Padé de primeira ordem será utilizada no projeto e simulação da planta.

4 PROJETO DE CONTROLADORES PARA O SISTEMA DE AR DE UM MOTOR DIESEL

4.1 Introdução

Visando avaliar as características de diferentes arquiteturas de controle sob os aspectos relevantes à redução das emissões, neste capítulo foi projetado e efetuado um programa de otimização de dois sistemas de controle de ar do motor.

São descritas duas propostas de sistema de controle, apresentados os objetivos de controle, a metodologia de otimização utilizada e os resultados obtidos.

4.2 Definição das arquiteturas de controle do sistema de ar

Foram eleitas duas arquiteturas de controle para comparação, a descentralizada (PID) e a multivariável (LQR).

O controlador LQR foi escolhido por ser uma abordagem difundida, com facilidade de projeto computacional disponível e permitir um projeto de controle ótimo. Foram adicionados integradores na planta com o objetivo de eliminar erros de saída estacionários.

Como o trabalho tem foco na comparação geral entre as tecnologias e nas suas características principais com relação ao desempenho, potencial na redução das emissões, custo de implementação e particularidades, aqui se utiliza a premissa de que todos os estados da planta estão disponíveis para o controlador, o que, para os modelos da planta em questão, é possível apenas em ambiente de simulação.

A arquitetura de ambos os controladores não inclui pré-controladores.

4.3 Programa de comparação de controladores

Buscando o melhor desempenho para ambos os controladores (PID e LQR) as diferentes arquiteturas terão seu desempenho otimizado seguindo o mesmo critério para sintonia dos parâmetros. Depois de concluída a sintonia, serão analisados o desempenho de controle e as características de cada proposta.

Para o controlador PID, a sintonia será feita atribuindo valores para cada ganho (proporcional, integral e derivativo) de cada malha de controle.

Para o controlador LQR, a sintonia será feita atribuindo valores para a diagonal das matrizes Q e R da função custo quadrática de controle.

4.4 Análise das características da planta em espaço de estados

Para se obter um projeto de controlador LQR que atenda aos objetivos finais, ou seja, que seja capaz de controlar a planta em direção aos valores de referência solicitados, as características de controlabilidade, observabilidade e estabilidade da planta em espaço de estados devem ser avaliadas.

Um sistema é definido controlável e observável se o posto das matrizes de controlabilidade e observabilidade for igual ao número de estados (SKOGESTAD, 1996, p. 132).

Um sistema é dito estável se nenhum dos seus componentes contém modos ocultos instáveis e se a injeção de sinais limitados externos, em qualquer ponto, resulta em sinais de saída limitados medidos em qualquer lugar (SKOGESTAD, 1996, p. 137).

Um sistema dinâmico linear estável possui todos os pólos localizados no semi-plano esquerdo (SKOGESTAD, 1996, p. 138).

Utilizando-se as matrizes A, B e C que definem a planta em espaço de estados, pode-se fazer a análise destas características computacionalmente.

Os comandos MATLAB que calculam as matrizes de controlabilidade, observabilidade, assim como calculam o posto das matrizes e os pólos da planta, são apresentados na Tabela 34.

Tabela 34: Comandos MATLAB para análise da controlabilidade, observabilidade e pólos

Comando MATLAB	Função
$mctrb=ctrb(A,B)$	Determina a matriz controlabilidade
$rank(mctrb)$	Calcula o posto da matriz controlabilidade
$mobsv=obsv(A,C)$	Determina a matriz observabilidade
$rank(mobsv)$	Calcula o posto da matriz observabilidade
$eig(A)$	Calcula os pólos da planta

Executando-se em sequência todos os comandos descritos na tabela acima, ao fim da análise computacional, obteve-se como resultado que o posto das matrizes controlabilidade e observabilidade, são iguais a 5 e 6, respectivamente, sendo portanto, inferiores ao número de estados (16), o que significa que o modelo da planta não é completamente controlável nem completamente observável. O último comando da tabela (*EIG*) calcula os pólos da planta e o resultado é visto na Tabela 35.

Tabela 35: Pólos da planta

-165,88
-53,14
-22,22
-5,07
-92,06
-40
-1,07 + 0,29i
-1,07 - 0,29i
-40
-4,00 + 6,93i
-4,00 - 6,93i
-0,8
-28,57
-8,00

-8,00
-0,5

Como todos os pólos estão localizados no semi-plano esquerdo (parte real negativa e não nula) a planta atende o critério de estabilidade.

Sabendo que a planta é estável e buscando avaliar graficamente o comportamento dos estados, foi aplicado um estímulo degrau unitário na entrada dos atuadores da planta representada em espaço de estados, conforme visto na Figura 51.

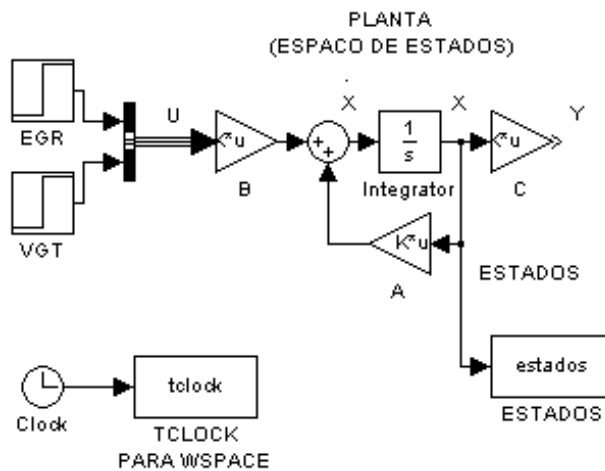


Figura 51: Arranjo da planta em espaço de estados com estímulo degrau nos atuadores

Vê-se na figura o diagrama de blocos para aplicação de estímulos na entrada dos controladores da planta “U”. Os estados, identificados pela letra “X”, são medidos para análise dos resultados.

Os valores assumidos pelos estados foram dispostos no gráfico da Figura 52, a seguir.

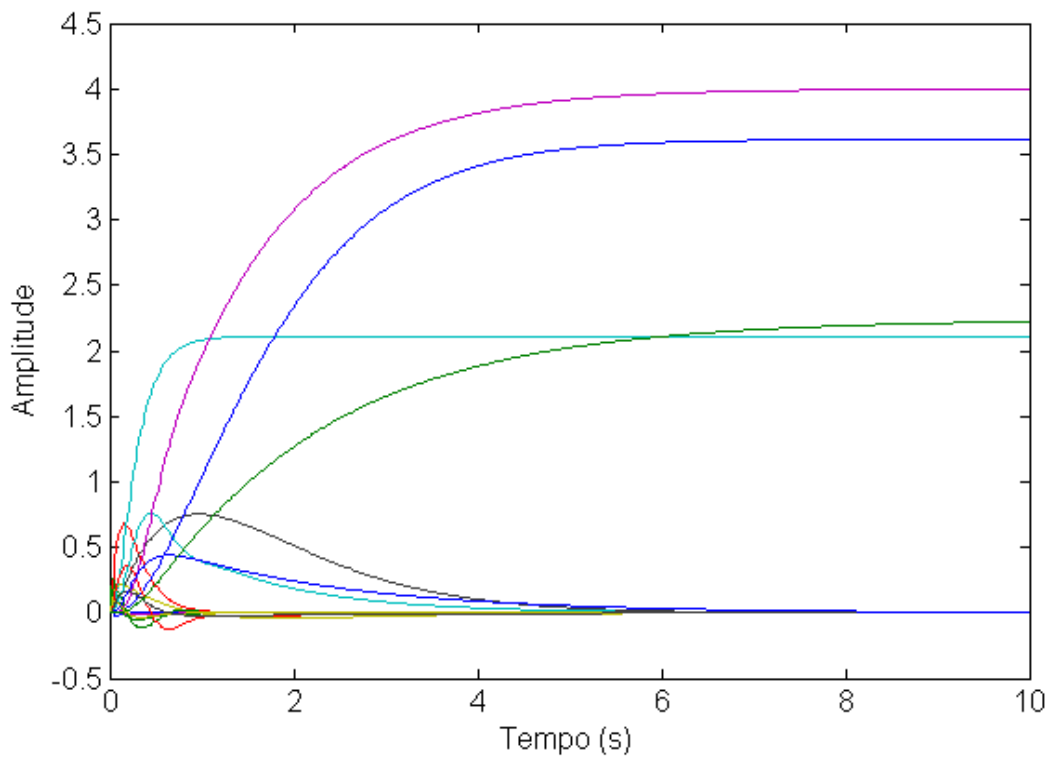


Figura 52: Valores dos estados da planta após estímulo degrau

Vê-se na figura que todos os estados convergem a valores finitos após a aplicação do estímulo.

Portanto, apesar de não ser controlável nem observável, o modelo da planta é estabilizável e detectável e, com isso, o projeto LQR é viável.

Os modelos anteriormente apresentados serão empregados no projeto e análise dos controladores da planta, no capítulo a seguir.

4.5 Objetivos dos sistemas de controle

O principal objetivo de controle do sistema de ar do motor diesel é regular a vazão de ar limpo admitido e a pressão do gás no coletor de admissão conforme os valores de referência especificados. Os valores de referência de pressão do gás no coletor de admissão e vazão de ar limpo, quando atingidos, permitem o estabelecimento no motor das pressões e temperaturas que

propiciam a recirculação dos gases em proporções necessárias ao funcionamento dentro dos limites de emissões de poluentes especificados. Os valores de referências das variáveis do motor são definidos em ciclo estacionário de operação e refletem a melhor condição de operação, sob os aspectos de emissões de poluentes assim como consumo de combustível. Portanto, durante o transiente natural do uso do motor, o controlador deve atuar continuamente de forma a buscar atingir os valores desejados.

O sistema de ar, no entanto, responde lentamente, conforme comprovado nos ensaios da planta. A pressão (MAP) demora aproximadamente 6 segundos para se acomodar após submetida a um estímulo degrau, a vazão de ar limpo, por sua vez, requer até 1 segundo.

O objetivo do sistema de controle, portanto, é garantir que os valores de referência sejam atendidos em um curto intervalo de tempo.

As reações do sistema de ar devem ainda atender limites que não podem ser ultrapassados, como, por exemplo, o valor máximo da pressão do gás no coletor de admissão. Pressão em excesso no coletor de admissão leva à pressão e temperatura extremamente altas no interior da câmara de combustão durante a queima do combustível, o que pode resultar em quebra de componentes internos do motor (trincas no pistão, no cabeçote do motor e vazamento nas juntas ou anéis de pistão), assim como altera significativamente a produção de poluentes. Nessa situação, aumenta ainda o ruído de combustão. A emissão de óxidos de nitrogênio também aumenta devido ao excesso de ar limpo e a alta temperatura da combustão (OEHLERKING, 2009 p.347).

Um pico reverso (*undershoot*) da variável controlada, quando submetida a um degrau positivo, também é prejudicial. O esforço excessivo do atuador da turbina VGT, que para aumentar a pressão no coletor de admissão (MAP) movimenta as pás de direcionamento do gás na turbina, pode acabar estrangulando o fluxo de ar através do motor (NIEUWSTADT, 2000 p.77) e reduzindo a vazão de ar limpo admitido no motor. Se a vazão de ar limpo for momentaneamente reduzida abaixo do valor inicial (pico reverso) significa que parcelas maiores de gás de escape estão fluindo através da tubulação de recirculação, aumentando a porcentagem de recirculação e devido à ausência de oxigênio disponível, resulta em queima incompleta do combustível, produzindo menos torque e emitindo mais material particulado.

Destaca-se, conforme apresentado anteriormente, que o sistema de ar pode momentaneamente reduzir o torque produzido no motor para uma mesma quantidade de combustível injetada, portanto, oscilações persistentes da pressão ou vazão de ar ao redor do valor de referência produzem oscilações de torque no motor, essas oscilações podem ser notadas pelo motorista na forma de ruído e de oscilações na velocidade, causando desconforto durante a condução. Essas oscilações podem ainda, eventualmente, excitar modos oscilatórios na transmissão do veículo, amplificando ainda mais o desconforto.

Portanto, os objetivos de controle do sistema de ar no motor estão associados a critérios como:

- Tempo de acomodação, que deve ser o menor possível.
- Não ultrapassagem dos limites máximos e mínimos definidos.
- Tempo de subida, que deve ser o menor possível.
- Atendimento dos valores de referência (não deve haver erro residual).

4.6 Limites e índices de desempenho

A partir de uma proposta hipotética formulada para atender o compromisso entre o desempenho de aceleração do motor, a minimização das emissões de poluentes e os limites mecânicos do motor, foi definido um conjunto de limites e objetivos para a resposta das variáveis medidas na saída da planta.

Os limites de ultrapassagem, ou pico máximo e mínimo (*overshoot* e *undershoot*), que as variáveis controladas devem respeitar são indicados na Tabela 36.

Tabela 36: Limites de pico máximo e mínimo permitidos na resposta da planta

Valor (%)	Critério
18	Pico máximo da vazão de ar (MAF)
18	Pico máximo da pressão de ar (MAP)
-9	Pico mínimo da vazão de ar (MAF)
-9	Pico mínimo da pressão de ar (MAP)

A primeira coluna da Tabela 36 indica o valor limite percentual, relativo ao estímulo aplicado, que as grandezas medidas na saída da planta não devem ultrapassar.

Os objetivos de desempenho são expressos e medidos pelos índices descritos a seguir.

Como citado anteriormente, o tempo de subida deve ser o menor possível. Esta grandeza é definida como o tempo que a variável controlada leva para atingir 90% da amplitude desejada, quando submetida a um estímulo.

O atendimento dos valores de referência pode ser medido e avaliado comparando a resposta da planta (motor), com o valor de referência, onde não deveria haver diferenças persistentes entre estes ao fim do período de transiente.

O tempo de acomodação pode ser definido como o tempo que a variável leva, após o transiente inicial, para se aproximar e permanecer oscilando dentro de uma região ($\pm 5\%$) ao redor do valor de referência.

De forma a se ter um único índice quantitativo que indique o atendimento dos valores de referência, tempo de acomodação e a amplitude de oscilações, será utilizado o critério IAE (*Integral of Absolute Error*) para análise da resposta do sistema. O critério IAE, quando localizado seu mínimo, caracteriza um sistema que tem como resposta um amortecimento razoável e a resposta transiente satisfatória (OGATA, 1970, p. 299).

O índice IAE é calculado conforme mostrado na Equação 28:

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)|.dt \quad \text{Equação 28}$$

onde $e(t)$ é o sinal de erro de regulação ou de rastreamento usualmente para uma entrada de referência do tipo degrau.

O índice IAE será nulo quando a resposta da planta for, numa condição ideal, perfeitamente ajustada ao valor de referência, dessa forma, o valor do índice IAE deve ser o menor possível.

Esses índices serão avaliados simultaneamente através de uma função custo escalar.

4.7 Função custo

Os índices de desempenho indicadores do controle ótimo serão avaliados por meio de uma função custo, que deverá ser minimizada. Em uma condição ideal, o custo seria anulado quando a resposta medida na saída da planta se enquadrasse simultaneamente a todos os objetivos.

A função custo será calculada durante a rotina de otimização da sintonia do controlador e o cálculo será feito após cada simulação, a partir dos resultados da saída da planta. Os índices da função custo são multiplicados individualmente por fatores de ponderação para compor um índice de desempenho total somado.

A função custo para cada variável controlada, pressão e vazão, é dada pela Equação 29.

$$Custo = f_{IAE} * IAE + f_{Tr} * Tr + f_{OV} * Ovi + f_{UN} * Uni \quad \text{Equação 29}$$

onde:

- f_{xx} é o fator de peso multiplicativo (para cada índice).
- IAE é o índice IAE calculado.
- Tr é o tempo de subida medido.

- *Ovi* é o índice que indica se o pico máximo do sinal (*overshoot*) está acima do limite máximo.
- *Uni* é o índice que indica se o pico mínimo do sinal (*undershoot*) está abaixo do limite mínimo.

Estes dois últimos índices, “Ovi” e “Uni”, serão calculados de forma que serão nulos quando a resposta da planta estiver dentro dos limites estabelecidos e serão extremamente altos se o valor máximo ou mínimo for ultrapassado.

Será ainda aplicado um fator multiplicativo elevado para esses índices, com o objetivo de que os valores limites estabelecidos sejam respeitados durante as otimizações.

Cada variável de saída da planta (MAF e MAP) terá sua função custo individual e para se obter um índice global para as duas malhas de controle, os valores de custo serão somados, conforme a Equação 30, utilizando-se pesos iguais entre eles.

$$Custo_{GLOBAL} = Custo_{Controlador_{MAF}} + Custo_{Controlador_{MAP}} \quad \text{Equação 30}$$

Dessa forma, através do custo global será possível otimizar simultaneamente o desempenho de ambos os controladores do sistema de ar do motor.

4.8 Amplitude das variáveis controladas

Para simular o sistema de controle utilizando amplitudes apropriadas na entrada de valor de referência, foram analisados o maior e o menor valor que as variáveis podem assumir na operação normal do motor. Os valores estão relacionados na Tabela 37.

Tabela 37: Valores de referência máximo e mínimo das variáveis no motor

Variável	Mínimo	Máximo	Variação
Vazão de ar limpo-MAF (mg/adm)	600	1250	650
Pressão do ar no coletor-MAP (hPa)	1050	1700	650

Observando-se a faixa de variação, relacionada na coluna da tabela mais à direita, vê-se que é igual para as duas variáveis (650), portanto, a simulação utilizando valores de referência iguais para as variáveis controladas mantém a proporção entre elas da mesma forma como encontrado no motor.

Dessa forma, os controladores serão simulados através da aplicação de um degrau unitário em cada entrada de valor de referência.

4.9 Programa de projeto ótimo

Para poder extrair o melhor desempenho dos controladores da planta, de forma rápida e sistemática, será feito um programa automático de otimização de desempenho através da alteração dos parâmetros dos controladores.

Para tal, foi montada uma estrutura computacional de otimização dividida em três níveis interligados:

- Ferramenta heurística para seleção de indivíduos e minimização do custo.
- Programa em MATLAB para cálculo da função custo.
- Modelo de controle do motor em SIMULINK (PID e/ou LQR).

Os módulos interligados podem ser vistos na Figura 53.

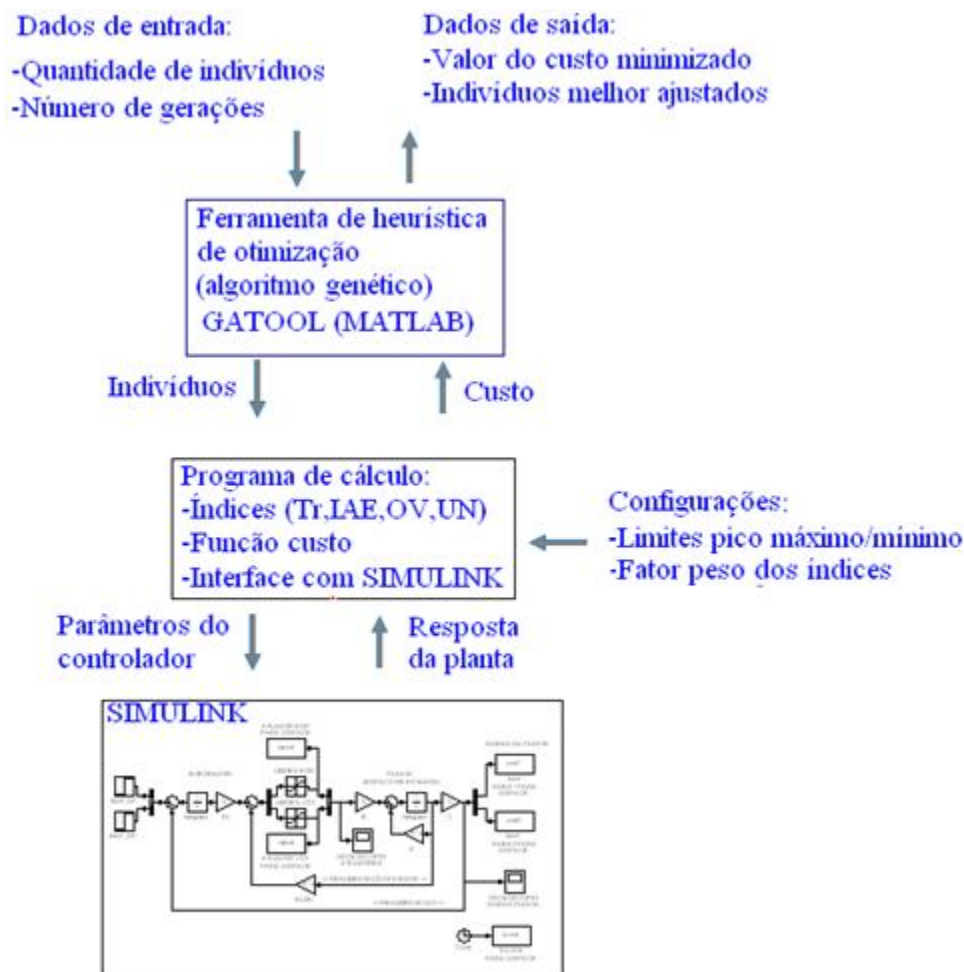


Figura 53: Interligação entre os módulos

O bloco no topo da figura representa a ferramenta heurística, logo abaixo está o programa de cálculo da função custo e interface com o modelo SIMULINK, que aparece na base da figura. As setas entre os módulos indicam o fluxo de dados trocados.

A ferramenta heurística escolhida, baseada em algoritmo genético (GATOOL – MATLAB), propõe e seleciona os indivíduos que minimizam a função custo. Como dado de entrada recebe os seguintes parâmetros:

- Número de gerações a analisar.
- Quantidade de indivíduos a selecionar.

A ferramenta de otimização genética, quando iniciada, executa um programa de cálculo escrito na linguagem MATLAB (ambos os programas, para o caso PID e LQR, são vistos nos

APÊNDICES B e C, respectivamente). Este programa recebe como entrada a população a ser analisada, transforma essa população em parâmetros de sintonia dos controladores e os transfere para o modelo SIMULINK, que contém a arquitetura de controle ligada ao modelo da planta.

Num dado momento, o programa solicita que o modelo de simulação seja executado com a sintonia proposta, recebendo ao fim da simulação a amplitude de resposta da planta em cada instância.

Os índices (tempo de subida, IAE, pico máximo e mínimo) são calculados dentro do programa MATLAB a partir da resposta da planta simulada.

A função custo global é calculada em seguida, utilizando os fatores-peso previamente configurados; ao fim disso, retorna-se para a ferramenta genética um valor escalar do custo global.

A ferramenta de otimização genética analisa, seleciona e manipula os indivíduos conforme seu desempenho perante o custo global.

4.10 Cenários propostos para otimização dos controladores

Os controladores PID e LQR serão otimizados a partir de três propostas que visam extrair a melhor resposta da planta, segundo os índices definidos. As três propostas são definidas pelos diferentes fatores-peso multiplicativos aplicados em cada função-custo a ser minimizada. Estes fatores-peso foram definidos a partir de simulações preliminares e a aplicação de fatores maiores, com relação aos demais, busca destacar ou favorecer algumas características dinâmicas da planta, conforme descrito em cada proposta, apresentadas a seguir:

- Proposta A

Otimização a partir do índice IAE, buscando a melhor sintonia simultânea para as duas variáveis controladas (MAF e MAP) e atendendo os limites máximos e mínimos especificados de ultrapassagem.

Os fatores-peso que representam numericamente essa proposta podem ser vistos na Tabela 38.

Tabela 38: Fatores-peso relacionados à proposta A

Fator-peso	MAF	MAP
Tempo subida (f_tr)	0	0
Índice IAE (f_iae)	1	1
Pico máximo (f_ov)	100000	100000
Pico mínimo (f_un)	100000	100000

A primeira coluna indica o fator-peso e entre parêntesis aparece o nome da variável conforme encontrada no programa MATLAB; na segunda e terceira colunas estão os valores a serem atribuídos para cada variável controlada.

Nota-se que os fatores de peso para o pico máximo e mínimo receberam valores bem onerosos dentro da função custo. Isso foi feito para que os limites máximo e mínimo permitidos para o sinal não sejam ultrapassados.

- Proposta B

Nesta proposta será parametrizado um fator-peso elevado para o tempo de subida da pressão (MAP), buscando reduzir esse tempo, que é tradicionalmente mais longo, enquanto simultaneamente será otimizada a resposta das duas variáveis (MAF e MAP) através do índice IAE. Os limites máximos e mínimos especificados também devem ser atendidos.

Os fatores-peso que representam numericamente essa proposta podem ser vistos na Tabela 39.

Tabela 39: Fatores-peso relacionados à proposta B

Fator-peso	MAF	MAP
Tempo subida (f_tr)	0	10 (5) *
Índice IAE (f_iae)	1	1

Pico máximo (f _{ov})	100000	100000
Pico mínimo (f _{un})	100000	100000

* Conforme detectado durante o desenvolvimento, o sistema PID não convergiu para uma solução estável para o fator-peso 10, nesse caso, a proposta B para o caso PID teve o fator-peso reduzido para 5. Para o controlador LQR o fator-peso foi mantido inalterado.

- Proposta C

Tomando-se a proposta B como base, foi adicionado um fator-peso não nulo para o tempo de subida da vazão (MAF), buscando reduzir esse tempo juntamente com o tempo de subida da pressão (MAP). O índice IAE continua sendo utilizado para otimizar a resposta das duas variáveis (MAF e MAP) e garantir o atendimento dos valores de referência. Os limites máximos e mínimos especificados também devem ser atendidos.

Os fatores-peso que representam numericamente essa proposta podem ser vistos na Tabela 40.

Tabela 40: Fatores-peso relacionados à proposta C

Fator-peso	MAF	MAP
Tempo subida (f _{tr})	5 (1) **	10 (5) **
Índice IAE (f _{iae})	1	1
Pico máximo (f _{ov})	100000	100000
Pico mínimo (f _{un})	100000	100000

** Conforme detectado durante o desenvolvimento, o sistema PID não converge para uma solução estável. Nesse caso, a proposta C para o caso PID teve o fator-peso da vazão (MAF) e da pressão (MAP) reduzidos para 1 e 5 respectivamente. Para o controlador LQR o fator-peso foi mantido inalterado.

4.11 Otimização do controlador PID

A seguir serão mostrados os detalhes e parametrizações pertinentes à otimização do controlador PID.

4.11.1 Arquitetura de controle PID

A arquitetura de controle PID descentralizada e a planta, conforme programado no SIMULINK, podem ser vistas na Figura 54.

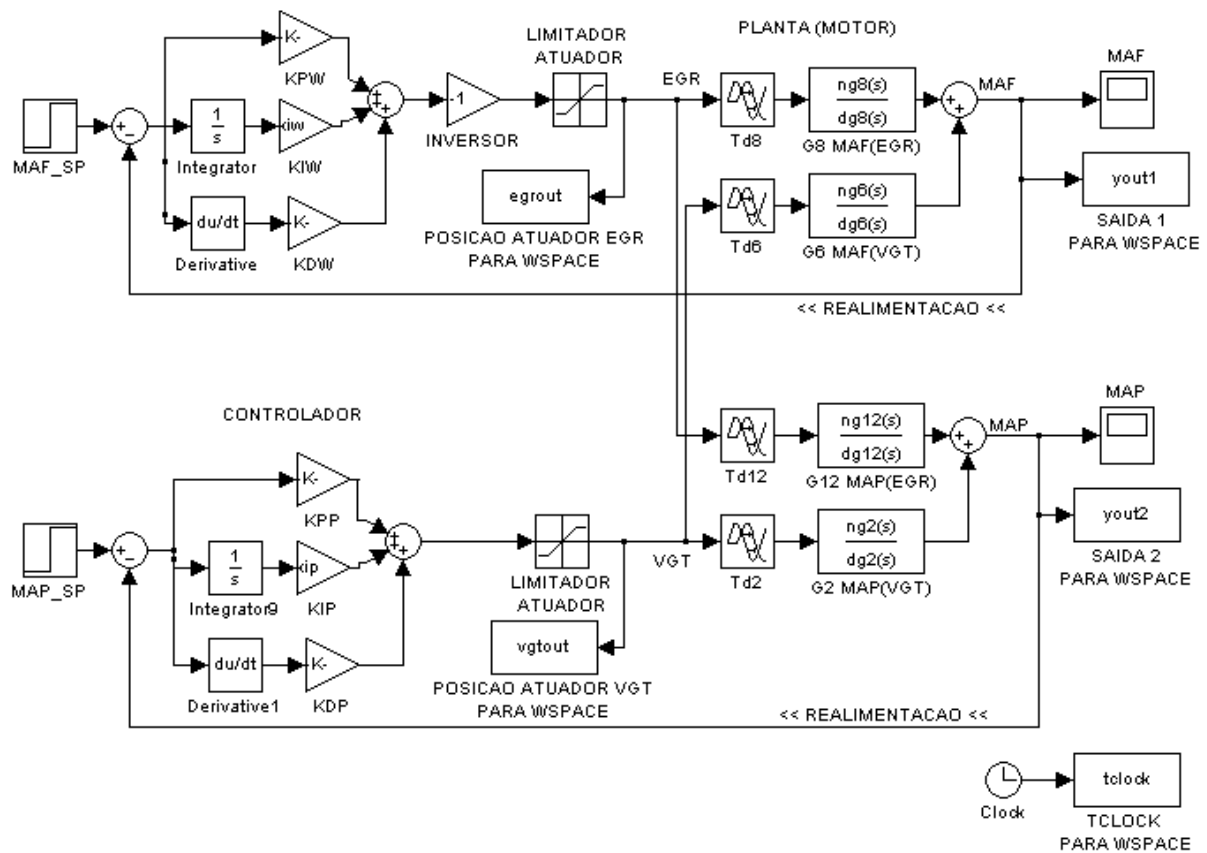


Figura 54. Arquitetura de controle PID para simulação

É possível observar a planta (motor) com as entradas (EGR e VGT) e saídas (MAF e MAP) conectadas a dois controladores realimentados pelos valores medidos na saída da planta.

Os controladores são do tipo PID. Os ganhos são apresentados a seguir.

-Malha de controle da vazão (MAF):

- Ganho proporcional (K_{pw}).
- Ganho Integral (K_{iw}).
- Ganho Derivativo (K_{dw}).

-Malha de controle da pressão (MAP):

- Ganho proporcional (K_{pp}).
- Ganho Integral (K_{ip}).
- Ganho Derivativo (K_{dp}).

Na entrada de referência de cada malha é aplicado um valor de referência do tipo degrau unitário (em $t=0$).

Na saída de cada controlador foi aplicado um limitador de posição e vê-se também o inversor na malha de controle da vazão MAF.

O inversor foi adicionado na malha de controle de EGR, com ganho fixo igual a -1, pois ocorre que incremento na abertura da válvula EGR tem o efeito inverso na grandeza controlada (MAF), ou seja, a abertura da válvula de recirculação provoca a redução da vazão de ar limpo. Portanto, para que o controlador tenha na sua saída um valor positivo de controle, é necessária a inversão de sinal na saída do controlador.

Os limitadores dos atuadores serão configurados para os mesmos limites mecânicos vigentes no motor de referência, porém adaptados para a simulação no ponto nominal. Os valores são relacionados na Tabela 41, a seguir.

Tabela 41: Posição dos atuadores e os limites

Atuador	Posição real do atuador na condição nominal de operação	Posição relativa do atuador na simulação da condição nominal	Limite inferior na simulação	Limite superior na simulação
EGR	15%	0%	-15%	85%
VGT	76%	0%	-76%	24%

Na primeira coluna da tabela estão relacionados os atuadores e na segunda coluna aparecem os valores reais assumidos por estes durante o ensaio de estabilização natural do motor no ponto de operação nominal, conforme visto nos capítulos anteriores deste trabalho. A terceira coluna indica a posição relativa dos atuadores no ambiente de simulação; esse valor é nulo, pois se considera que os atuadores não precisam de nenhum esforço adicional de controle para atingir as condições nominais inerentes ao ponto escolhido.

Assumindo os atuadores estacionários na posição nominal de operação, o limite de posição mínimo e máximo que os atuadores podem atingir está descrito respectivamente na quarta e quinta colunas.

O modelo completo em SIMULINK calcula e transfere para a memória da área de trabalho do MATLAB (*workspace*) várias informações: a amplitude de resposta de vazão (saída 1 = *yout1* = MAF), a pressão (saída 2 = *yout2* = MAP), o tempo da aquisição (*tclock*) e a posição dos atuadores (*egrout* e *vgtout*).

Estes parâmetros são transferidos para a área de trabalho do MATLAB ao final da simulação e serão utilizados pelo programa de cálculo para uso na determinação da função custo, assim como para a impressão de gráficos.

4.11.2 Programa de cálculo para controlador PID

O programa de cálculo específico para a otimização dos controladores PID possui algumas rotinas que são indicadas no fluxograma da Figura 55, a seguir.

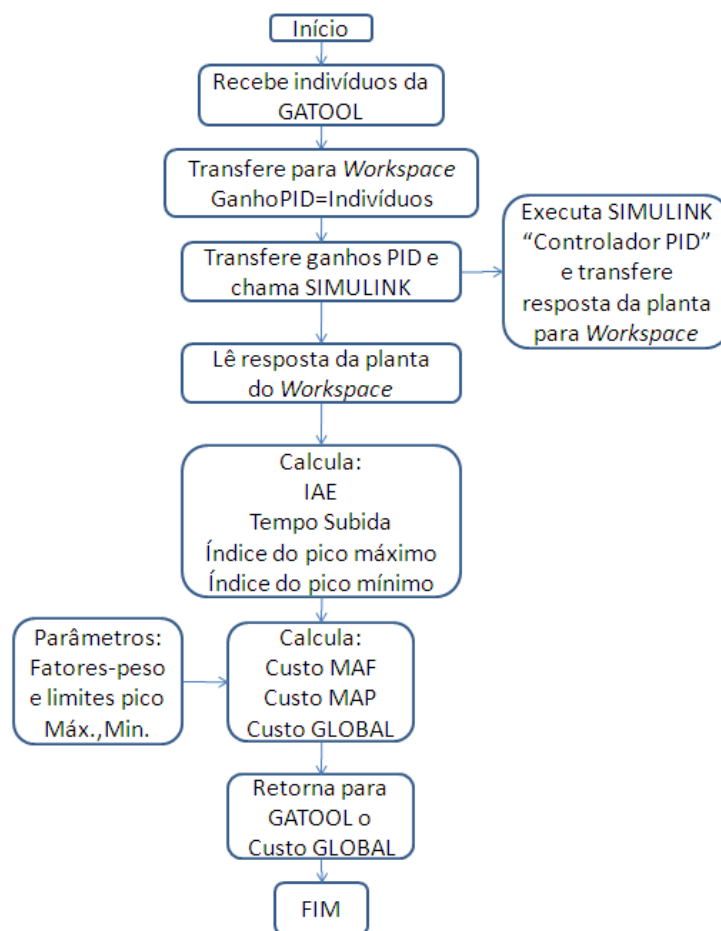


Figura 55: Fluxograma do programa de cálculo para controlador PID

Em linhas gerais, o programa quando chamado pela ferramenta de otimização GATOOL, recebe os indivíduos (valores dos ganhos PID) a analisar perante o custo global, transfere-os para

a área de trabalho do MATLAB (*Workspace*) e executa o modelo da planta com o controlador em SIMULINK. Uma vez encerrada a simulação, lê a resposta da planta no tempo da área de trabalho do MATLAB, calcula os índices que representam o desempenho de cada variável controlada. A partir dos fatores-peso definidos para cada índice, calcula o custo para cada variável controlada e somando os dois fatores custo, obtém o custo global, que é transferido de volta para a ferramenta GATool encerrando a chamada do programa.

4.11.3 Especificação dos parâmetros para a ferramenta GATool no projeto PID

A ferramenta de otimização genética será empregada para identificar os melhores valores para os seguintes parâmetros:

- Ganho proporcional (K_p)
- Ganho Integral (K_i)
- Ganho Derivativo (K_d)
- Ganho proporcional (K_{pp})
- Ganho Integral (K_{ip})
- Ganho Derivativo (K_{dp})

Para tal, a configuração da ferramenta GATool utilizada é vista na Tabela 42.

Tabela 42: Parâmetros de ajuste da ferramenta genética

Parâmetro de ajuste de GATool	Valor
Quantidade de variáveis (indivíduos)	6
Número de gerações a analisar	80
Limites mínimos para os indivíduos	-40
Limites máximos para os indivíduos	+40

Os seis melhores indivíduos (ganhos PID) contidos entre os limites máximo (+40) e mínimo (-40) serão selecionados após a análise de evolução de 80 gerações.

Os limites máximo e mínimo definidos foram baseados em experimentos e delimitam uma região ampla o suficiente que permita a localização de indivíduos bem ajustados para a sintonia do controlador PID e reduza o intervalo de pesquisa da ferramenta genética, reduzindo o tempo para localização dos mesmos.

4.11.4 Resultados da otimização do controlador PID

Ao fim da execução da ferramenta de otimização genética, a população selecionada representa os melhores ganhos do controlador PID selecionados para cada proposta.

Conforme citado anteriormente, durante os experimentos de otimização, a proposta B e C produziram resultados anômalos. Portanto, os fatores-peso aplicados ao tempo de resposta foram reduzidos até produzirem um resultado convergente. O fator-peso do tempo de resposta da pressão (MAP) foi reduzido de 10 para 5, enquanto o da vazão (MAF) foi alterado de 5 para 1.

Os melhores ganhos PID para cada proposta são vistos na Tabela 43.

Tabela 43: Melhores ganhos PID

Variável	Proposta A	Proposta B	Proposta C
Kdp (Ganho derivativo – MAP)	-0,0696	-0,0732	-0,0706
Kdw (Ganho derivativo – MAF)	0,0014	0,0037	0,0014
Kip (Ganho integral – MAP)	0,0341	0,0653	0,0385
Kiw (Ganho integral – MAF)	0,4975	0,5278	0,5720
Kpp (Ganho proporcional – MAP)	0,0354	0,0457	0,0441
Kpw (Ganho proporcional–MAF)	0,0598	0,0782	0,0600

Para comparação dos resultados, cada proposta de ganhos (A, B e C) foi ajustada nos controladores para simulação com aplicação de valor de referência do tipo degrau unitário. Os resultados das saídas da planta foram dispostos em gráficos em função do tempo e são mostrados a seguir.

A resposta da vazão de ar limpo admitido no motor (MAF), para as três propostas, pode ser vista na Figura 56.

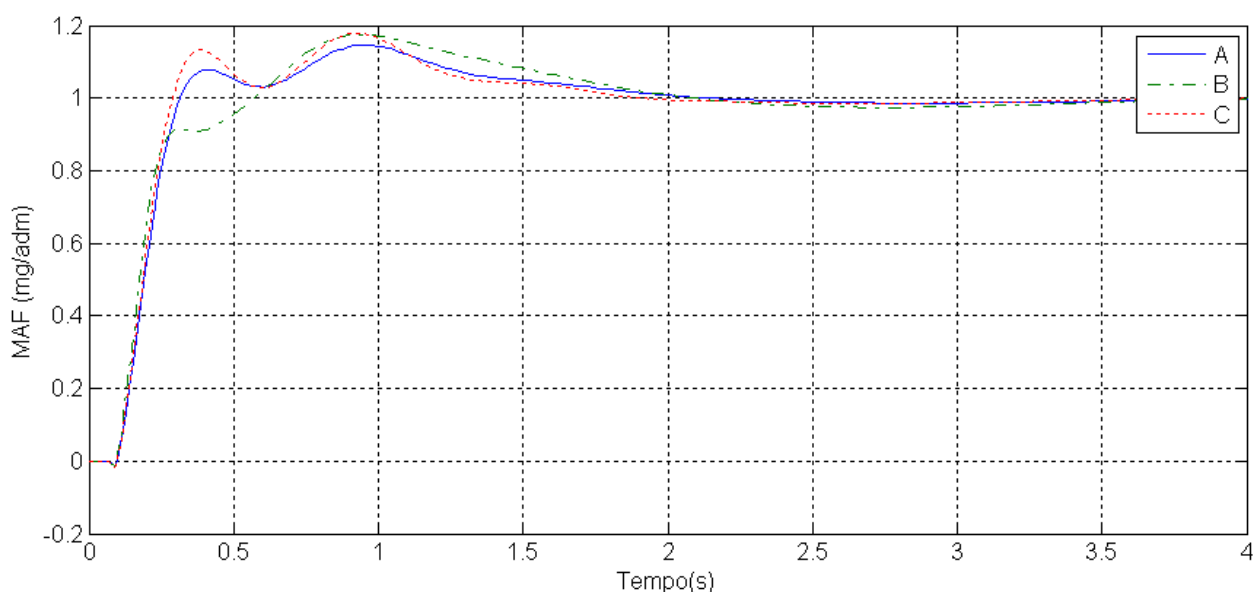


Figura 56: Resposta no tempo da vazão (MAF) a estímulo degrau unitário

Os resultados numéricos dos índices da vazão (MAF) para cada proposta podem ser vistos na Tabela 44.

Tabela 44: Resultado dos índices de cada proposta para a vazão (MAF)

Variável	Proposta A	Proposta B	Proposta C
Tempo subida (T_r), (segundos)	0,29	0,28	0,26
Índice IAE	0,3266	0,3726	0,3305
Pico máximo (O_v), (mg/adm)	1,1461	1,1741	1,1773
Pico mínimo (U_n), (mg/adm)	-0,0114	-0,0149	-0,0155
Tempo Acomodação, (segundos)	1,50	1,71	1,34

A resposta da pressão do gás no coletor de admissão (MAP), para as três propostas, pode ser vista na Figura 56.

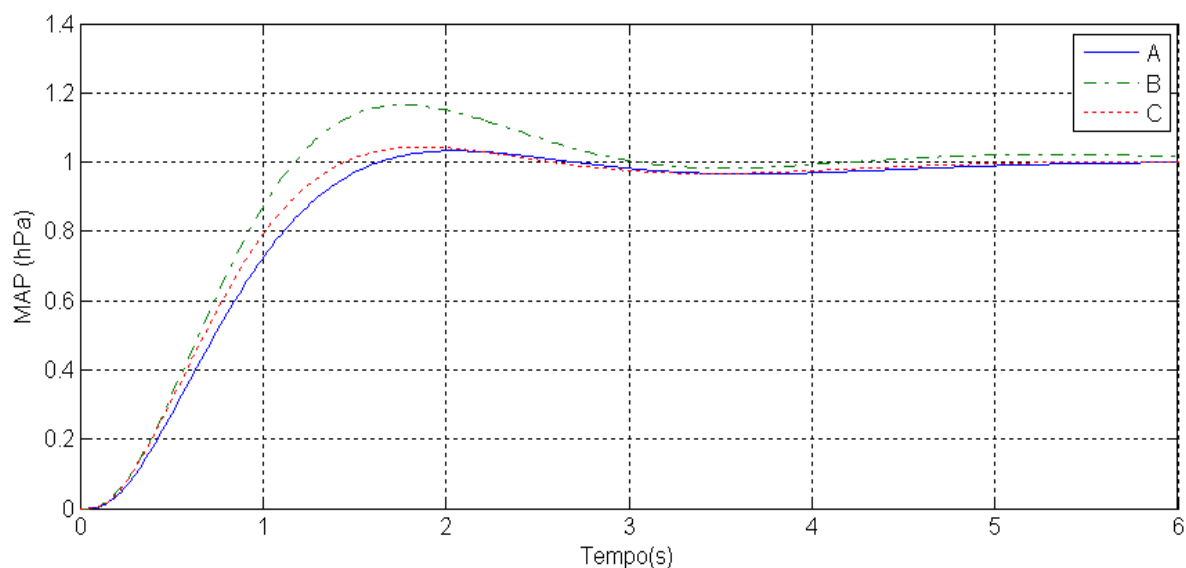


Figura 57: Resposta no tempo da pressão (MAP) a estímulo degrau unitário

Os resultados numéricos dos índices da pressão (MAP), para cada proposta, podem ser vistos na Tabela 45.

Tabela 45: Resultado dos índices de cada proposta para a pressão (MAP)

Variável	Proposta A	Proposta B	Proposta C
Tempo subida (Tr), (segundos)	1,32	1,04	1,19
Índice IAE	0,8523	0,9022	0,7918
Pico máximo (Ov), (hPa)	1,0327	1,1653	1,0439
Pico mínimo (Un), (hPa)	0	0	0
Tempo Acomodação, (segundos)	1,44	2,64	1,30

Analisando os resultados de ambas as variáveis (MAF e MAP), nota-se que os valores de pico máximo e mínimo não ultrapassaram seus respectivos limites máximo ($Ov_{MAX} = 1,18$, equivalente a 18% do degrau unitário) e mínimos ($Un_{MIN} = -0,09$, ou -9%).

Nota-se também que os índices tempo de subida, IAE e tempo de acomodação variaram em função de cada proposta.

Estes resultados numéricos serão utilizados posteriormente na comparação de desempenho com o controlador LQR.

4.12 Otimização do controlador LQR

A seguir serão mostrados os detalhes e parametrizações pertinentes à otimização do controlador LQR.

4.12.1 Arquitetura de controle LQR

A arquitetura completa com a planta representada em espaço de estados e o controlador LQR com a realimentação de estados, conforme programado no SIMULINK, pode ser vista na Figura 58.

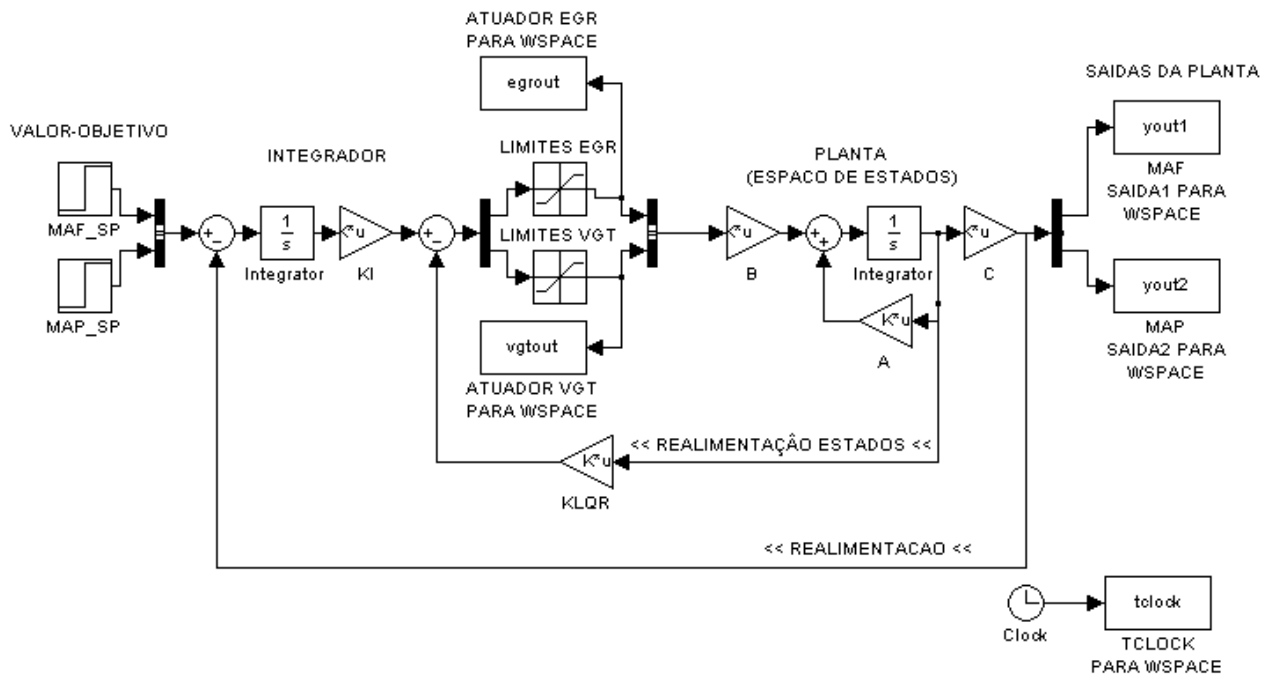


Figura 58: Arquitetura de controle LQR para simulação

À esquerda é possível observar os dois blocos de aplicação de estímulo degrau na entrada de valor de referência, em seguida, a subtração da realimentação da planta para cálculo do erro de

controle. O erro é aplicado à entrada do integrador e multiplicado em seguida pela matriz de integração K_i . O integrador é incorporado com o objetivo de eliminar erros residuais em regime permanente.

A saída da matriz K_i é somada à realimentação de estados, conforme definição do controlador LQR, produzindo o valor dos atuadores.

Os atuadores, por sua vez, são limitados antes de serem aplicados às entradas da planta. Os limites mecânicos aplicados são os mesmos valores do caso PID, dados anteriormente na Tabela 41.

A planta é representada em espaço de estados e com os atrasos de transporte incorporados através das aproximações de Padé de primeira ordem. Essa implementação permite o acesso aos estados da planta para fins da realimentação de estados necessária ao controlador LQR.

A representação da planta segue a descrição da Equação 31.

$$\begin{aligned}\dot{x} &= A.x + B.u \\ y &= C.x\end{aligned}\tag{Equação 31}$$

A matriz D , como resultou nula, foi excluída da representação da planta.

Na saída e na entrada da planta estão os módulos SIMULINK que armazenam e transferem para a memória da área de trabalho do MATLAB (*workspace*) o sinal da resposta de vazão (saída 1 = *yout1* = MAF), pressão (saída 2 = *yout2* = MAP), tempo da aquisição (*tclock*) e também os valores assumidos pelos atuadores (*egrout* e *vgtout*).

Estes parâmetros são transferidos para a área de trabalho ao final da simulação e serão utilizados pelo programa de cálculo para uso na determinação do valor da função custo.

A adição dos integradores na malha de controle, um para cada variável (MAP e MAF), pode ser feita adicionando dois novos estados na planta para representar os pólos na origem de cada integrador (ATHANS, 1986, p.1294).

A configuração do controlador LQR com a planta aumentada dos integradores pode ser vista de forma ampliada na Figura 59.

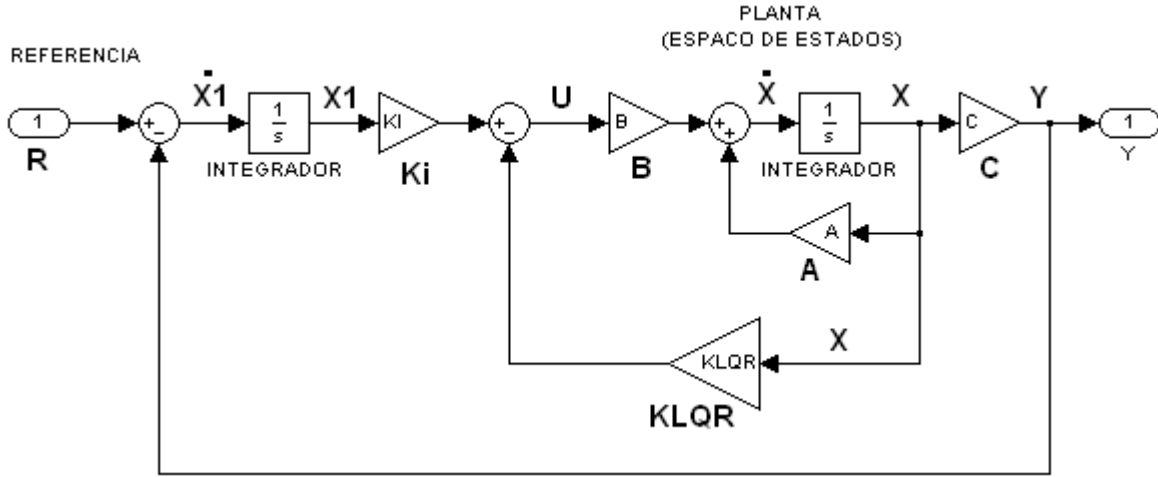


Figura 59: Planta com integrador (Adaptado de ADADE FILHO, 2005)

Esse novo sistema, com os 2 integradores incorporados, quando em malha fechada, pode ser representado em espaço de estados da forma como mostrado na Equação 32 (ADADE FILHO, 2005 p.167).

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{x}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A - BK_{LQR} & B \cdot K_I \\ -C & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ x_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix} \cdot R$$

$$y = [C \ 0] \cdot \begin{bmatrix} x \\ x_1 \end{bmatrix}$$

Equação 32

Os autovalores da planta podem ser representados conforme descrito na Equação 33, onde também está identificada a ordem das matrizes.

$$\begin{bmatrix} A - BK_{LQR} & B \cdot K_I \\ -C & 0 \end{bmatrix}_{18 \times 18} = \begin{bmatrix} A_{16 \times 16} & 0_{16 \times 2} \\ -C_{2 \times 16} & 0_{2 \times 2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} B_{16 \times 2} \\ 0_{2 \times 2} \end{bmatrix} \cdot [K_{LQR \ 2 \times 16} \ -K_{I \ 2 \times 2}]$$

Equação 33

A representação em espaço de estados de um controlador LQR em malha fechada tem a matriz A_{MF} (malha fechada) definida pela Equação 34.

$$A_{MF} = A - B \cdot K$$

Equação 34

Por comparação, temos que as matrizes da planta aumentada com os 2 integradores incorporados, em malha fechada, doravante denominadas AI e BI, podem ser vistas na Equação 35 e Equação 36, a seguir.

A matriz de realimentação de estados K_{ILQR} da planta aumentada pode ser vista na Equação 37. Essa matriz inclui as matrizes de ganhos do integrador K_I e de realimentação de estados K_{LQR} .

$$AI_{18 \times 18} = \begin{bmatrix} A_{16 \times 16} & 0_{16 \times 2} \\ -C_{2 \times 16} & 0_{2 \times 2} \end{bmatrix} \quad \text{Equação 35}$$

$$BI_{18 \times 2} = \begin{bmatrix} B_{16 \times 2} \\ 0_{2 \times 2} \end{bmatrix} \quad \text{Equação 36}$$

$$K_{ILQR}_{2 \times 18} = \begin{bmatrix} K_{LQR}_{2 \times 16} & -K_{I_{2 \times 2}} \end{bmatrix} \quad \text{Equação 37}$$

onde:

- A, B e C = Matrizes da planta original em espaço de estados.
- K_{LQR} = Matriz de realimentação de estados do controlador LQR.
- K_I = Matriz do integrador do erro de controle.

Portanto, como foi possível reorganizar as matrizes da planta aumentada com o integrador no formato padrão do projeto LQR, pode-se conduzir o projeto da matriz de realimentação de estados (K_{ILQR}) para a planta aumentada com o integrador (AI e BI). A nova planta terá dimensão 18x18, devido à adição dos integradores.

Após o cálculo do projeto LQR, a matriz obtida (K_{ILQR}) será decomposta em duas, fornecendo as matrizes de menor ordem K_{LQR} e K_I utilizadas na realimentação de estados da planta e na matriz do integrador.

4.12.2 Programa de cálculo para o controlador LQR

O controlador LQR será parametrizado em busca de um desempenho de controle ótimo da pressão e da vazão (MAP e MAF) e conforme visto na seção anterior, para atingir esse objetivo serão alteradas as matrizes Q e R utilizadas no projeto do controlador.

Da teoria de controle encontramos que as matrizes Q e R são componentes da função custo do controlador LQR, dada pela Equação 38.

$$J = \int_0^{\infty} [x(t)^T Q x(t) + u(t)^T R u(t)] dt \quad \text{Equação 38}$$

Esta função custo de controle (J) será minimizada através do projeto do controlador LQR para a planta aumentada com o integrador, que objetiva encontrar a matriz de realimentação de estados K_{ILQR} tal que minimize esta função custo, através da lei de controle dada pela Equação 39.

$$u(t) = -K_{ILQR} \cdot x \quad \text{Equação 39}$$

Depois de concluído o projeto do controlador LQR, obtém-se a matriz K_{ILQR} , que será aplicada na planta para simulação e análise.

O projeto do controlador LQR, assim como outras operações, faz parte do programa de cálculo MATLAB utilizado no processo de otimização. Os blocos que compõem esse programa podem ser vistos no fluxograma da Figura 60, seguida da descrição dos mesmos.

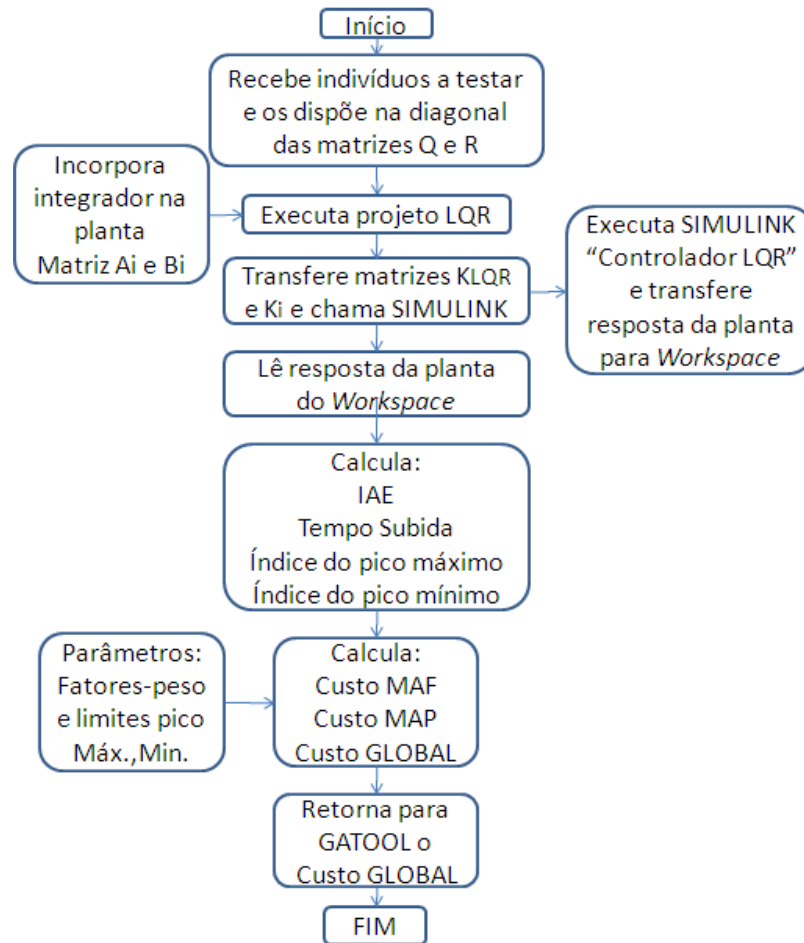


Figura 60: Fluxograma do programa de cálculo para controlador PID

O programa, após ser iniciado pela ferramenta de otimização GATool, recebe os indivíduos (valores), que serão analisados perante o custo global.

Os indivíduos, 20 ao todo, serão dispostos na diagonal principal das matrizes $Q_{18 \times 18}$ e $R_{2 \times 2}$. Paralelamente, o programa determina as matrizes A_i e B_i da representação em espaço de estados que definem a planta aumentada com o integrador, em malha fechada. Ao final desta etapa, têm-se matrizes $A_{i18 \times 18}$, $B_{i18 \times 2}$, $Q_{18 \times 18}$ e $R_{2 \times 2}$.

Em seguida, executa-se o projeto do controlador LQR (comando LQR do MATLAB), resultando na matriz K_{ILQR} . Esta matriz é então decomposta pelo programa em duas; K_{LQR} para realimentação de estados da planta e K_i é a matriz do integrador, que são transferidas para a

memória da área de trabalho do MATLAB (*Workspace*). Posteriormente o programa executa o modelo em SIMULINK com a planta e o controlador LQR projetado.

Uma vez encerrada a simulação, o programa lê da área de trabalho do MATLAB a resposta da planta no tempo e calcula os índices que compõem o custo de cada variável controlada. A partir dos fatores-peso definidos para cada índice, calcula o custo para cada variável controlada e somando os dois fatores custo, obtém o custo global, que é transferido de volta para a ferramenta GATool e encerra a chamada do programa.

4.12.3 Especificação dos parâmetros para ferramenta GATool no projeto LQR

A ferramenta de otimização genética será empregada para identificar os melhores valores para a diagonal da matriz Q e R, que serão definidas não nulas e positivas (ANDERSON, 1971).

Portanto, a configuração da ferramenta GATool utilizada é dada na Tabela 46.

Tabela 46: Parâmetros de ajuste da ferramenta genética

Parâmetro de ajuste de GATool	Valor
Quantidade de variáveis (indivíduos)	20
Número de gerações a analisar	80
Limites mínimos para os indivíduos	$> 1e-9$
Limites máximos para os indivíduos	nenhum

Os vinte melhores indivíduos (elementos da matriz Q e R) maiores que zero, serão selecionados após a análise de evolução de 80 gerações.

4.12.4 Resultados da otimização do controlador LQR

Ao fim da execução da ferramenta de otimização genética, a população selecionada representa os elementos da diagonal das matrizes Q e R que minimizam a função custo global de desempenho de ambos os controladores (MAP e MAF).

Os resultados obtidos para cada proposta podem ser vistos na Tabela 47.

Tabela 47: Melhores valores para diagonal de Q e R

Variável	Proposta A	Proposta B	Proposta C
$Q_{1,1}$	0,9286	1,1962	0,6885
$Q_{2,2}$	0,0986	0,0903	0,2087
$Q_{3,3}$	0,4759	0,1009	0,0941
$Q_{4,4}$	0,2464	0,1526	0,0083
$Q_{5,5}$	0,2307	0,2327	0,9862
$Q_{6,6}$	0,4369	0,3119	0,2341
$Q_{7,7}$	0,3117	0,0617	0,211
$Q_{8,8}$	0,63	0,6222	0,5883
$Q_{9,9}$	0,1889	0,0483	0,9309
$Q_{10,10}$	0,1133	0,1133	0,5829
$Q_{11,11}$	0,0185	0,0107	0,0147
$Q_{12,12}$	0,0055	0,0055	0,008
$Q_{13,13}$	0,0772	0,0147	0,7877
$Q_{14,14}$	0,2091	0,0657	0,1197
$Q_{15,15}$	0,0649	0,061	0,7732
$Q_{16,16}$	0,1871	0,1871	0,2588
$Q_{17,17}$	0,8012	0,7331	0,6381
$Q_{18,18}$	1,0117	1,293	0,9338
$R_{1,1}$	0,0137	0,1386	0,1149
$R_{2,2}$	0,4105	0,1879	0,0178

Para comparação dos resultados, para cada proposta A, B e C, foram ajustadas as matrizes Q e R, projetado o controlador e simulado com aplicação de valor de referência do tipo degrau unitário em ambas as entradas. Os resultados das saídas da planta foram dispostos em gráficos em função do tempo e são mostrados a seguir.

A resposta da vazão de ar limpo admitido no motor (MAF) pode ser vista na Figura 61.

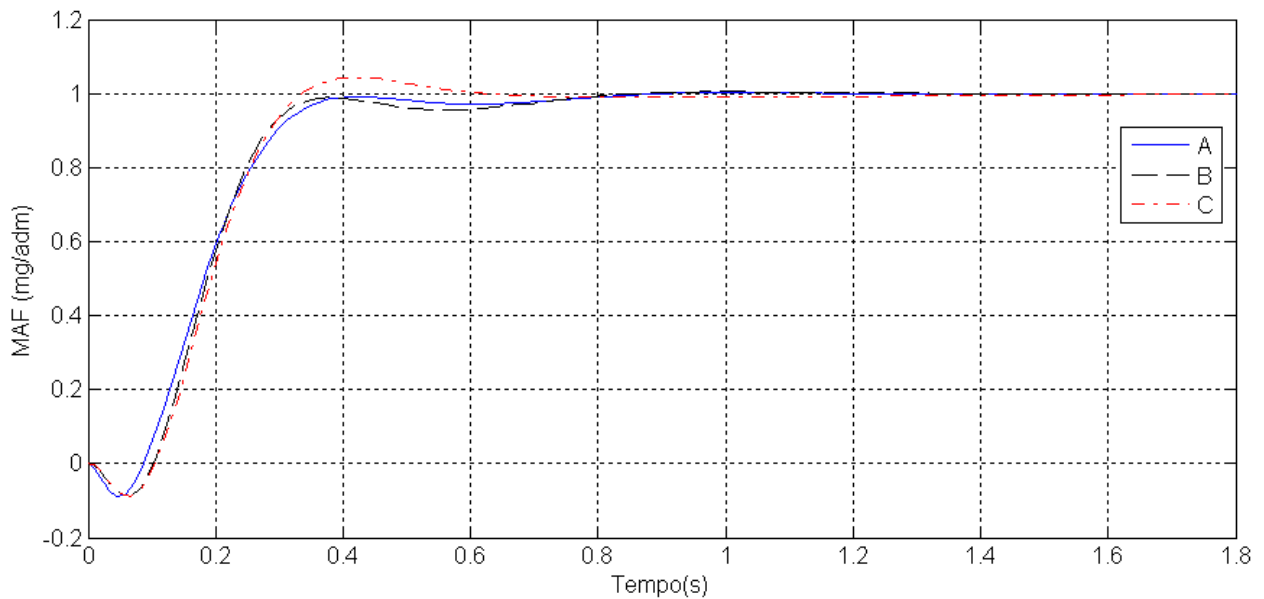


Figura 61: Resposta no tempo da vazão (MAF) a estímulo degrau unitário

Os valores dos índices para cada proposta podem ser vistos na Tabela 48.

Tabela 48: Resultado dos índices de cada proposta para a vazão (MAF)

Variável	Proposta A	Proposta B	Proposta C
Tempo subida (Tr), (segundos)	0,3012	0,2922	0,2866
Índice IAE	0,2098	0,2171	0,221
Pico máximo (Ov), (mg/adm)	1,0027	1,0048	1,0427
Pico mínimo (Un), (mg/adm)	-0,0876	-0,0897	-0,0878
Tempo de acomodação, (segundos)	0,34	0,31	0,32

A resposta da pressão do gás no coletor de admissão (MAP) pode ser vista na Figura 62.

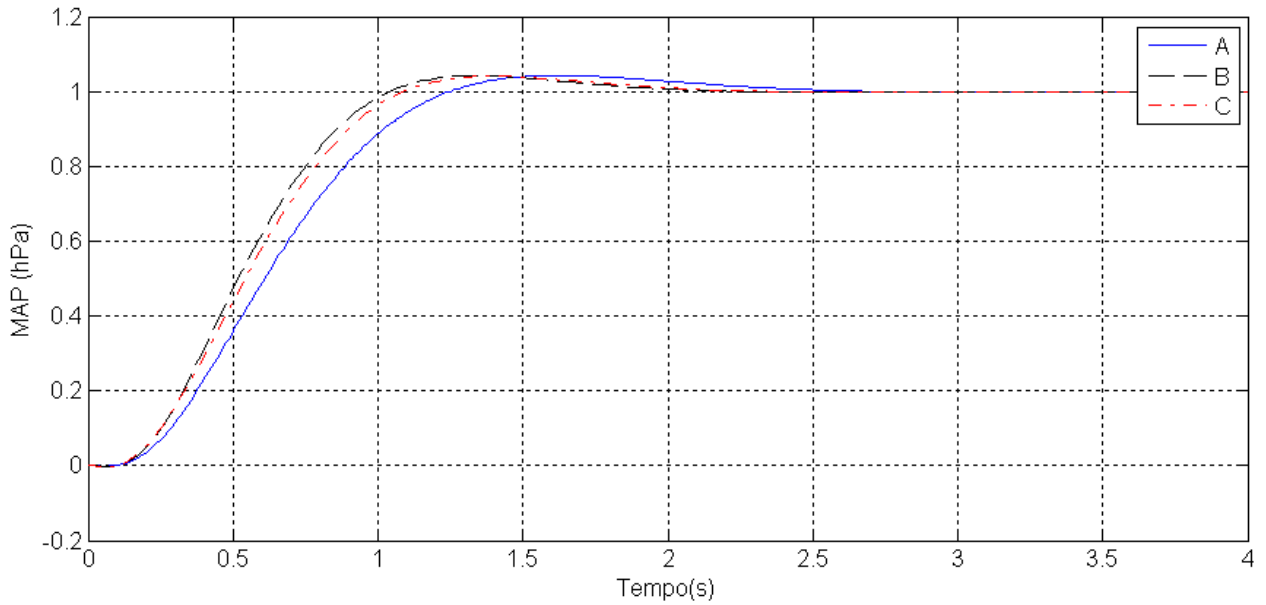


Figura 62: Resposta no tempo da pressão (MAP) a estímulo degrau unitário

Os valores dos índices para cada proposta podem ser vistos na Tabela 49.

Tabela 49: Índices de cada proposta para a pressão (MAP)

Variável	Proposta A	Proposta B	Proposta C
Tempo subida (Tr), (segundos)	1,0274	0,8649	0,8993
Índice IAE	0,666	0,5654	0,5865
Pico máximo (Ov), (hPa)	1,0427	1,0421	1,0411
Pico mínimo (Un), (hPa)	-0,0008	-0,0015	-0,0018
Tempo de acomodação, (segundos)	1,12	0,93	0,99

Analisando os resultados de ambas as variáveis (MAF e MAP), nota-se que os valores de pico máximo e mínimo não ultrapassaram seus respectivos limites máximo ($Ov_{MAX} = 1,18$, ou 18%) e mínimos ($Un_{MIN} = -0,09$, ou -9%).

Observando os resultados obtidos da pressão (MAP) e vazão (MAF), pode-se notar que, para ambos os controladores (LQR e PID), a proposta de sintonia B apresentou os menores tempos de subida da pressão (MAP), enquanto a proposta C apresentou os menores tempos de

subida da vazão de ar limpo (MAF), atendendo a expectativa de cada proposta, tal como estipulado na parte inicial, onde foram definidos os objetivos das três propostas de sintonia.

Os resultados obtidos até então (esforço de controle e respostas da planta), serão apresentados no próximo capítulo em análises comparativas de desempenho dos controladores, buscando responder às questões sobre as características e vantagens do controlador LQR.

Utilizando as arquiteturas de controle e as sintonias (A,B ou C) projetadas neste capítulo, outras simulações com aspectos específicos serão executadas para análises adicionais das características e peculiaridades dos controladores.

A metodologia, motivação e os resultados destas análises fazem parte das discussões sobre as características dos controladores, apresentadas no próximo capítulo.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Introdução

Neste capítulo serão comparados e analisados os resultados de desempenho apresentados pelos controladores perante os princípios da formação de poluentes, assim como serão efetuadas simulações e apresentados os resultados para avaliação de outros aspectos das arquiteturas de controle, utilizando como base os modelos da planta e os controladores projetados e sintonizados no capítulo anterior.

Também serão apresentadas as metodologias de análise de características dos controladores e as discussões pertinentes.

5.2 Metodologia de análise de desempenho dos controladores

Nesta seção são descritas as metodologias utilizadas na análise dos resultados de desempenho dos controladores, sob diferentes aspectos, conforme segue.

As características dinâmicas dos controladores e seu desempenho no controle podem ser avaliadas numericamente a partir dos resultados dos índices:

- Tempo de subida.
- Tempo de acomodação.
- Índice IAE.
- Pico máximo.
- Pico mínimo.

Os resultados obtidos para cada controlador (PID e LQR) e cada proposta de sintonia (A, B e C) serão dispostos em gráficos e analisados com relação às amplitudes apresentadas perante os objetivos e limites definidos anteriormente.

Adicionalmente, algumas características do controle multivariável serão avaliadas e comparadas com o controlador convencional, conforme descrito a seguir.

Uma característica importante do controle multivariável, indicada por Ortner (2006, p. 2764), é que se o valor de referência de uma variável é inatingível, o atendimento dos demais valores não pode ser garantido, mesmo que estes sejam possíveis.

Sob esse aspecto, o controlador LQR será comparado com o controlador PID através de simulação da planta aplicando-se um valor de referência muito alto na entrada da vazão de ar limpo (MAF) com isso saturando a válvula de recirculação (EGR). A análise será feita através dos resultados medidos nas saídas da planta.

Outro aspecto a ser avaliado é o desacoplamento entre as variáveis controladas. Conforme verificado por Ueno (2009, p. 6), o desacoplamento é uma característica favorecida pelo controle multivariável. Com o objetivo de avaliar este aspecto nas respostas da planta, serão efetuadas simulações com ambos os controladores, onde serão aplicados estímulos em apenas uma das entradas de valor de referência a cada vez. A resposta da saída da planta não estimulada será analisada.

O aspecto da integridade de controle na presença de falhas também é matéria obrigatória a ser avaliada, visando a futura aplicação dessa tecnologia em produtos comerciais. Para essa análise, será feita uma simulação de falha de desconexão elétrica, onde cada controlador, um por vez, será desconectado do controlador, permanecendo estático na posição de estabilização. Essa simulação será efetuada para ambos os controladores.

O esforço de controle requerido por cada controlador também será avaliado, através da análise das amplitudes e do perfil de deslocamento apresentado por cada atuador.

Os resultados apresentados pelos controladores para as simulações descritas acima serão analisados e comentados a partir de gráficos da resposta da planta em função do tempo.

Com relação à contribuição de cada controlador na redução das emissões de poluentes, as principais características apresentadas pelos controladores serão avaliadas perante os princípios da formação dos poluentes.

Conforme elaborado na parte introdutória deste trabalho, o comportamento das pressões e vazões de ar no motor influenciam na disponibilidade de ar limpo para a combustão e na porcentagem de recirculação dos gases, alterando a estratégia de controle das emissões de poluentes.

As características de desempenho do controle das variáveis do sistema de ar do motor vistas até o momento (tempo de subida, tempo de acomodação, pico máximo, mínimo e desacoplamento), são elementos relevantes e quando observadas sob a ótica do processo de formação de poluentes, permitem estimar a relação com resultado de emissões apresentado por cada controlador.

A seguir, são enunciados os elementos teóricos e os detalhes da análise que será efetuada.

Partindo do fato de que para que haja o aumento da potência é necessário o aumento da quantidade injetada de combustível, da vazão de ar limpo e da pressão no coletor de admissão, e sabendo que a produção de poluentes particulados depende da relação ar/combustível (DARLINGTON, 2006, p. 9), portanto, para se obter o aumento da potência de forma rápida (sem a produção excessiva de particulados) quando aumentada a quantidade injetada de combustível, é necessário que a vazão de ar limpo (MAF) aumente o mais rápido possível (NIEUWSTADT, 1998, p. 5).

A relação ar/combustível é dada pela Equação 40 (HEYWOOD, 1988, p. 53):

$$\text{Relação ar/ combustível} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{combustível}} \quad \text{Equação 40}$$

onde:

- \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar admitido.
- $\dot{m}_{combustível}$ é a vazão mássica de combustível admitido.

Conforme detectado por Alfieri (2006, p. 514), a produção de material particulado é inversamente proporcional à relação ar/combustível, ou seja, quanto maior a massa de ar limpo admitido, menor será a emissão de particulados.

Com o objetivo de analisar a capacidade de ambos os controladores (PID e LQR) de aumentar a massa de ar limpo admitido no motor e contribuir para a redução de emissão deste tipo de poluente, será avaliado o perfil de aumento da variável vazão de ar limpo (MAF) no tempo, para ambos os controladores, após o transiente inicial. O perfil da vazão de ar limpo admitida desejável pode ser interpretado como uma resposta que não apresente pico mínimo (*undershoot*) e que tenha o menor tempo de subida possível.

Para analisar os resultados sob o ponto de vista do controle da recirculação dos gases de escape, que é o principal mecanismo para a redução da produção dos óxidos de nitrogênio, é necessário recordar que o controle da porcentagem de recirculação depende simultaneamente da pressão no coletor de admissão e da vazão de ar limpo admitido, conforme visto no capítulo 2.

Portanto, o valor desejado da porcentagem de recirculação de gases, determinado pela estratégia de redução de emissões do motor, será atingido quando as duas variáveis, após o transiente inicial, se acomodarem ao redor dos respectivos valores de referência, sendo que quanto menor esse tempo, melhor será o controle sobre a recirculação e em consequência, mais efetivo será o controle das emissões de poluentes.

Dessa forma, para analisar ambos os controladores perante a eficiência no controle da recirculação, será avaliado o tempo necessário para a acomodação de ambas as variáveis controladas.

Um aspecto importante que causa o aumento das emissões de óxidos de nitrogênio é o excesso de ar limpo admitido, causado pela ultrapassagem do valor de referência da vazão de ar limpo (OEHLERKING, 2009 p.347; NIEUWSTADT, 2000, p. 77).

Portanto, o valor do pico máximo observado na vazão de ar limpo (MAF) é um elemento favorável ao aumento das emissões de óxidos de nitrogênio. Os valores de pico da vazão de ar limpo (MAF), apresentados pelos controladores, serão avaliados com relação a esse aspecto.

A análise individual da relação ar/combustível e da taxa de recirculação de gases como elementos de controle de emissão de material particulado e óxidos de nitrogênio, respectivamente, durante um transiente, é endossada por Darlington (2006, p. 8), baseado em resultados de ensaios com analisador dinâmico de gases.

O desacoplamento das variáveis também será avaliado.

A estratégia completa de controle de emissões do motor envolve a especificação de valores de referência para o sistema de ar (MAF e MAP) assim como para o sistema de combustível (pressão, quantidade e ângulo de injeção de diesel). Todos estes valores podem variar simultaneamente no tempo, devido à variação das condições de carga, rotação ou temperatura, mas pode ainda ocorrer que apenas um destes valores de referência se altere visando atender a uma condição específica da estratégia de controle de emissões. Se verificada esta condição, cada variável deve-se manter seguindo seu valor de referência, mesmo quando apenas uma das variáveis for alterada.

Portanto, um sistema de controle de emissões eficiente que seja capaz de atender aos valores de referência especificados, possui características de desacoplamento entre as variáveis controladas, mesmo que estas sejam naturalmente acopladas.

Com o objetivo de avaliar a capacidade de desacoplamento das variáveis pelos controladores, será medida e comparada a amplitude do distúrbio quando apenas uma das entradas de valor de referência é estimulada.

Para isso, os resultados da amplitude de distúrbio serão dispostos em tabelas para análise e comparação dos resultados.

Ao fim destas considerações, foram reunidos os critérios da resposta da planta mais relevantes e os respectivos impactos esperados sobre o controle das emissões em uma tabela, com a indicação da relação de dependência entre elas através das setas $\uparrow\downarrow$. O resultado pode ser visto na Tabela 50.

Tabela 50: Critérios relevantes ao controle das emissões

Critério	Impacto esperado no controle das emissões
↑ Massa de ar limpo admitida (MAF)	↓ Emissões de material particulado
↓ Tempo de acomodação das variáveis	↑ Melhor controle sobre a recirculação de gases
↑ Capacidade de desacoplamento entre as variáveis	↑ Melhor controle sobre a recirculação de gases
↑ Pico máximo da vazão de ar limpo (MAF)	↑ Emissão de óxidos de nitrogênio

Na coluna esquerda da tabela, estão relacionados os critérios de análise da resposta da planta e à direita estão listados os impactos esperados destes critérios na estratégia de controle das emissões.

Na segunda linha da tabela vê-se que quanto maior a vazão de ar limpo, menor tende a ser a emissão dos materiais particulados.

Quanto menor o tempo de acomodação das variáveis, melhor será o controle da porcentagem de recirculação dos gases. Essa característica também é favorecida pela maior capacidade de desacoplamento entre as variáveis.

Na última linha, o aumento do pico máximo verificado na vazão de ar limpo pode favorecer a emissão de óxidos de nitrogênio.

Os impactos da aplicação do controlador LQR no motor, recursos envolvidos e outros aspectos necessários à efetiva utilização desta tecnologia, identificados durante a execução deste trabalho, serão relacionados e comparados com as necessidades da tecnologia atual de controle, visando fornecer elementos a serem considerados em um estudo de viabilidade.

5.3 Comparação das características de resposta transiente

Os resultados dos índices apresentados pelos controladores PID e LQR: tempo de subida, índice IAE, pico máximo, mínimo e tempo de acomodação são dispostos em gráficos e analisados a seguir.

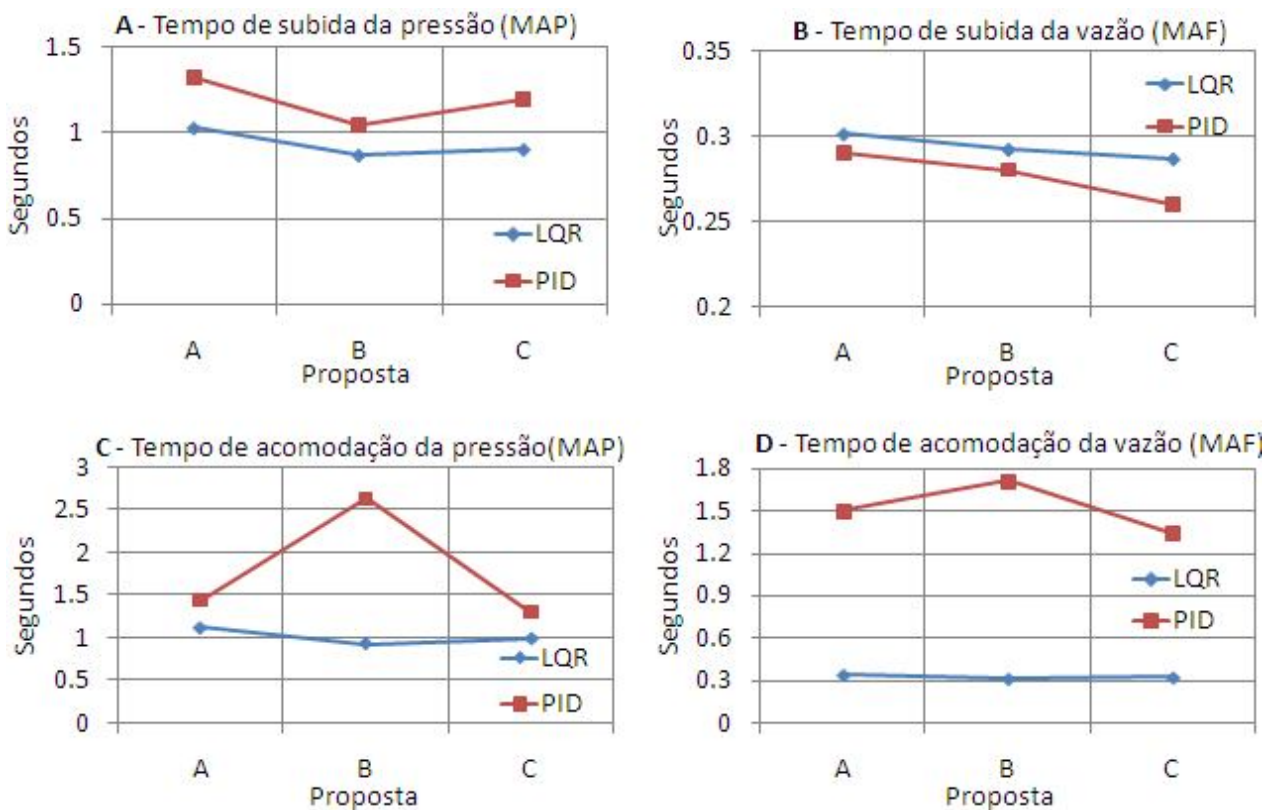


Figura 63: Gráfico comparativo das respostas dinâmicas dos controladores

Comparando-se os gráficos A e B da Figura 63, vê-se que o controlador LQR não conseguiu obter simultaneamente menores tempos de subida para a pressão (MAP) e vazão (MAF). O menor tempo de subida da pressão, obtido pelo controlador LQR, não se verificou também no tempo de subida da vazão (MAF), conforme visto no gráfico B.

Com relação ao tempo de acomodação das variáveis, vistos nos gráficos C e D, o tempo requerido pelo controlador PID foi significativamente maior do que o controlador LQR para a pressão e para a vazão de ar.

Em resumo, sob os aspectos de tempo de acomodação e tempo de subida da pressão (MAP), o controlador LQR foi superior ao PID, exceto no tempo de subida da vazão de ar limpo (MAF), que subiu mais rapidamente com o controlador PID.

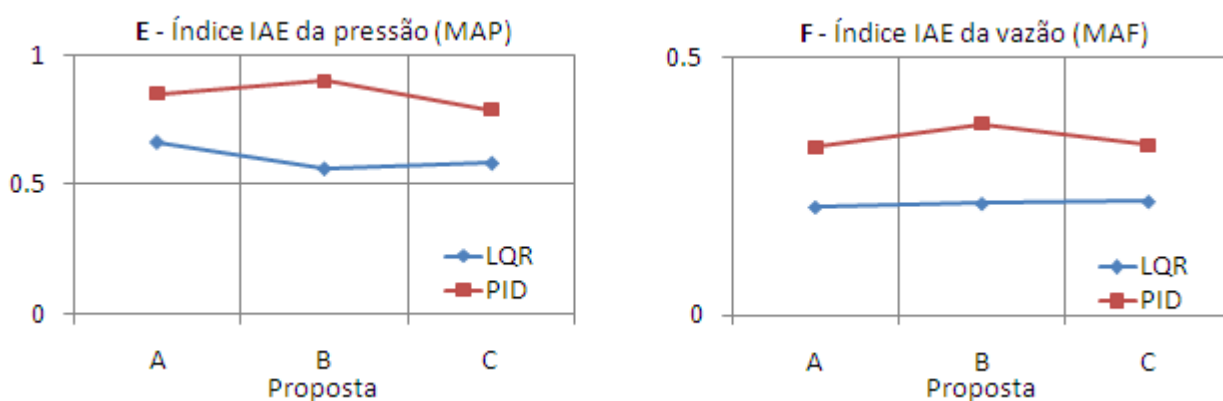


Figura 64: Gráfico comparativo do índice IAE

Comparando-se os gráficos E e F da Figura 64, vê-se que o controlador LQR conseguiu reduzir o índice IAE a valores inferiores aos obtidos pelo controlador PID.

Esse índice reflete os resultados de menores tempos de acomodação e amplitude de oscilação.

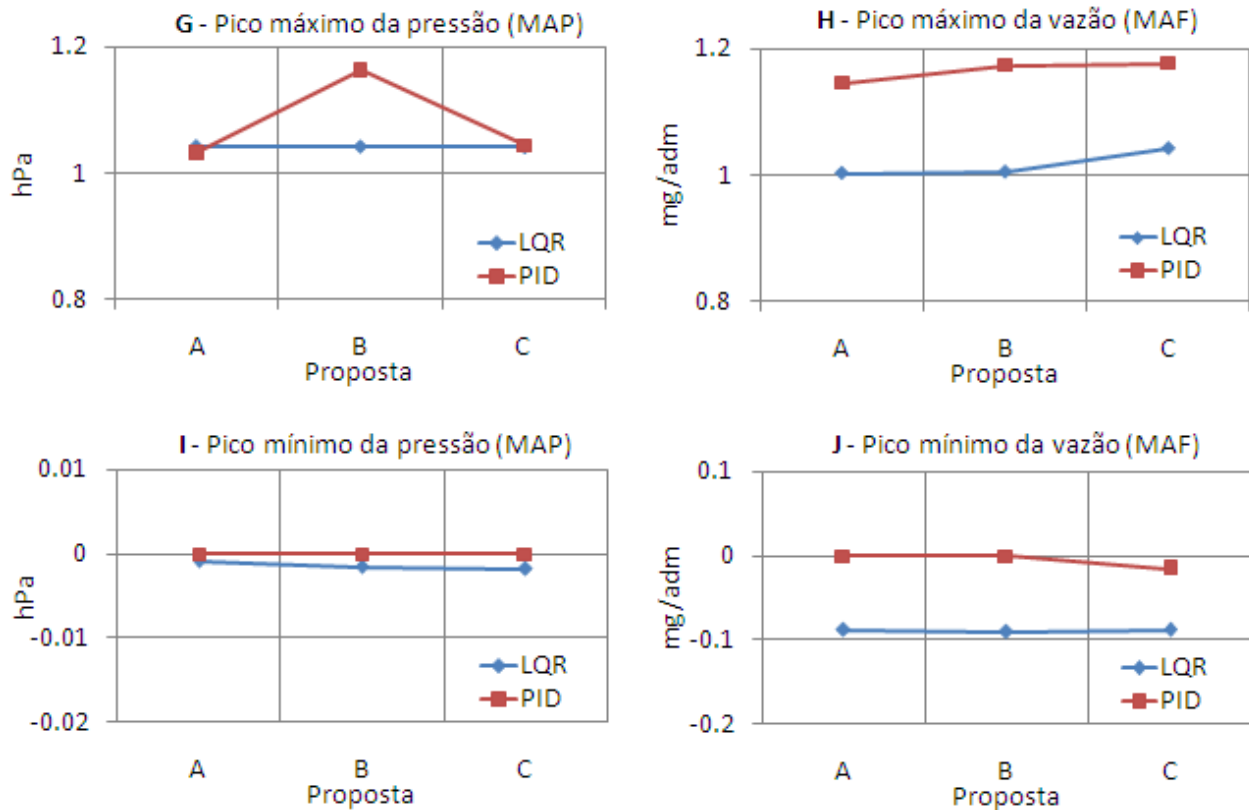


Figura 65: Gráfico comparativo dos valores de pico máximo e mínimo

Com relação ao valor de pico máximo da pressão e vazão, notam-se nos gráficos G e H da Figura 65, que o controle PID atingiu amplitudes de pico positivo (*overshoot*) maiores do que o controle LQR, no entanto, o controlador LQR teve picos mínimos (*undershoot*) mais acentuados, conforme visto nos gráficos I e J da mesma figura.

O pico negativo da vazão de ar (MAF) apresentado pelo controlador LQR, foi, em média, de -0,088 mg/adm (-8,8%), enquanto o controlador PID apresentou pico mínimo, em média, de -0,015 mg/adm. (-1,5%). Em ambos os casos o limite mínimo estabelecido para as variáveis não foi atingido (-9%).

É possível estimar que um aspecto que contribuiu para o pico negativo na vazão de ar limpo encontrado em ambos os controladores, é o acoplamento, com sinal inverso, existente entre a vazão de ar limpo (MAF) e o incremento do comando na turbina (VGT), conforme detectado e descrito pelo modelo de entrada-saída que relaciona a vazão de ar limpo com o comando da turbina.

Este acoplamento pode ser entendido como o efeito de estrangulamento do fluxo que pode ser causado pela movimentação excessiva das pás da turbina, conforme constatado e explicado por Nieuwstadt (2000, p. 77).

No entanto, não se pode deixar de considerar a possibilidade de que o pico negativo detectado no caso do controlador LQR, tenha sido influenciado pelo uso das funções da aproximação de Padé de primeira ordem, que representam o atraso de transporte incorporado na realização da planta em espaço de estados e utilizada na simulação do controlador LQR, pois conforme anteriormente visto no capítulo 3, esta função introduziu pequenas oscilações na variável modelada. A aplicação de aproximações de Padé de ordem mais elevada poderia eventualmente reduzir esse efeito e aprimorar a precisão dos modelos.

Em resumo, o pico mínimo detectado em ambos os controladores pode ter sido causado devido ao acoplamento com o comando da turbina, que causa o estrangulamento do fluxo no motor e reduz a vazão de ar limpo admitido, mas para o controlador LQR, não se pode afirmar que esta seja a única causa para o resultado obtido.

O tempo requerido para a acomodação simultânea das variáveis, para cada controlador e cada proposta de sintonia, é listado na Tabela 51.

Tabela 51: Tempo de acomodação simultânea dos controladores

Controlador	Proposta A	Proposta B	Proposta C
T _{acomodação} PID, (segundos)	1,5	2,64	1,34
T _{acomodação} LQR, (segundos)	1,12	0,93	0,99

Vê-se na tabela que a arquitetura PID, no melhor caso, demorou 1,34 segundos para acomodar as duas variáveis enquanto a arquitetura LQR demorou apenas 0,93 segundos.

A comparação destes resultados pode ser visualizada no gráfico da Figura 66, a seguir.

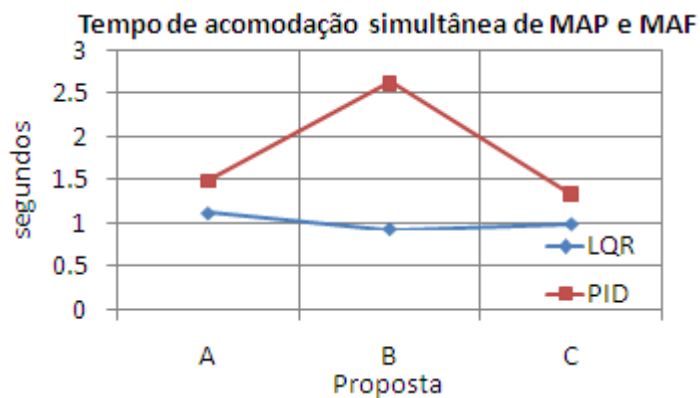


Figura 66: Tempo de acomodação simultânea dos controladores

Nota-se que o tempo de acomodação simultânea do controlador LQR foi menor se comparado com o controlador PID em todas as propostas de sintonia.

De forma geral, ao fim da análise das características dinâmicas dos controladores, pode-se destacar que, em condições nominais de projeto, o controle LQR aplicado à planta apresentou respostas mais rápidas, exceto para a vazão de ar limpo (MAF). Também apresentou os menores tempos de acomodação e amplitudes de oscilação ao redor do valor de referência.

O controlador LQR apresentou, no entanto, um pico mínimo acentuado cuja origem não pode ser atribuída exclusivamente às características da planta ou do controlador.

O controlador PID, por sua vez, apresentou respostas com valores de pico máximo e oscilações maiores, requerendo tempos de acomodação mais longos.

5.4 Análise do acoplamento entre as variáveis

Com o objetivo de avaliar o efeito dos acoplamentos entre as variáveis controladas (MAF e MAP) e a reação dos controladores PID e LQR, foi aplicado estímulo degrau em apenas uma das entradas de valor de referência. Os controladores foram ajustados com os ganhos e parâmetros obtidos na proposta de sintonia B.

Os resultados da aplicação do degrau unitário na entrada de valor de referência de vazão (MAF) enquanto a pressão (MAP) permaneceu em zero, para ambos os controladores, podem ser vistos na Figura 67 e Figura 68.

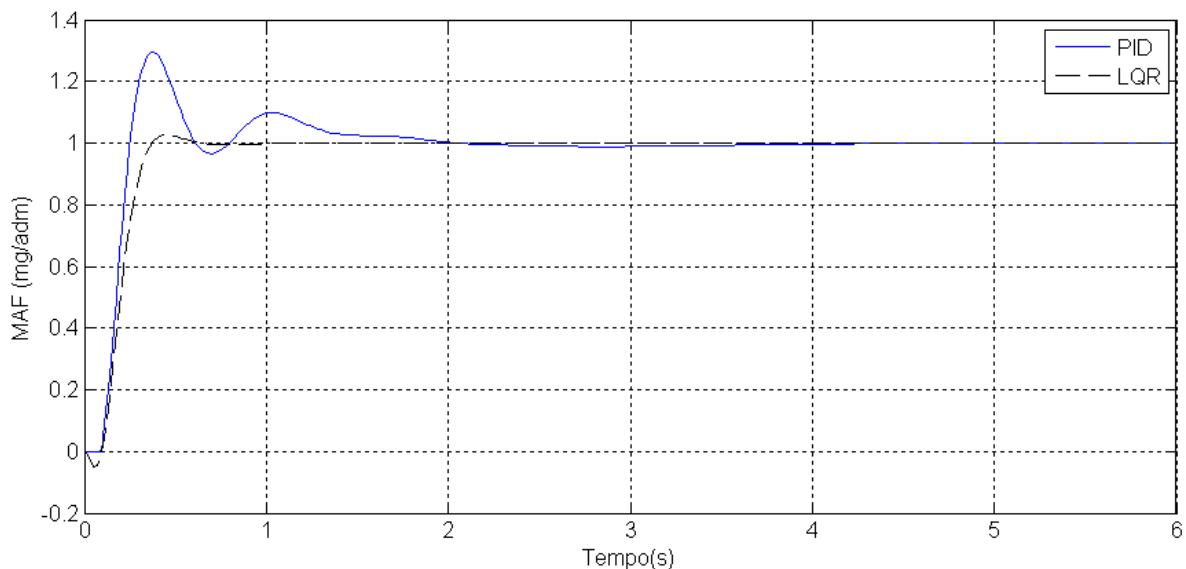


Figura 67: Resposta da vazão de ar limpo (MAF)

Pode-se ver que a resposta da vazão de ar (MAF), no caso PID, atingiu o valor de referência, mas apresentou grande amplitude de ultrapassagem, não respeitando o limite máximo especificado para o desempenho do controlador (1,18mg/adm, equivalente a 18% de ultrapassagem em relação ao degrau unitário). O desempenho do controlador LQR, por sua vez, permaneceu com um padrão de resposta quase inalterado, similar ao obtido na simulação onde ambas as entradas de valor de referência foram estimuladas.

A resposta da pressão (MAP) é visualizada a seguir.

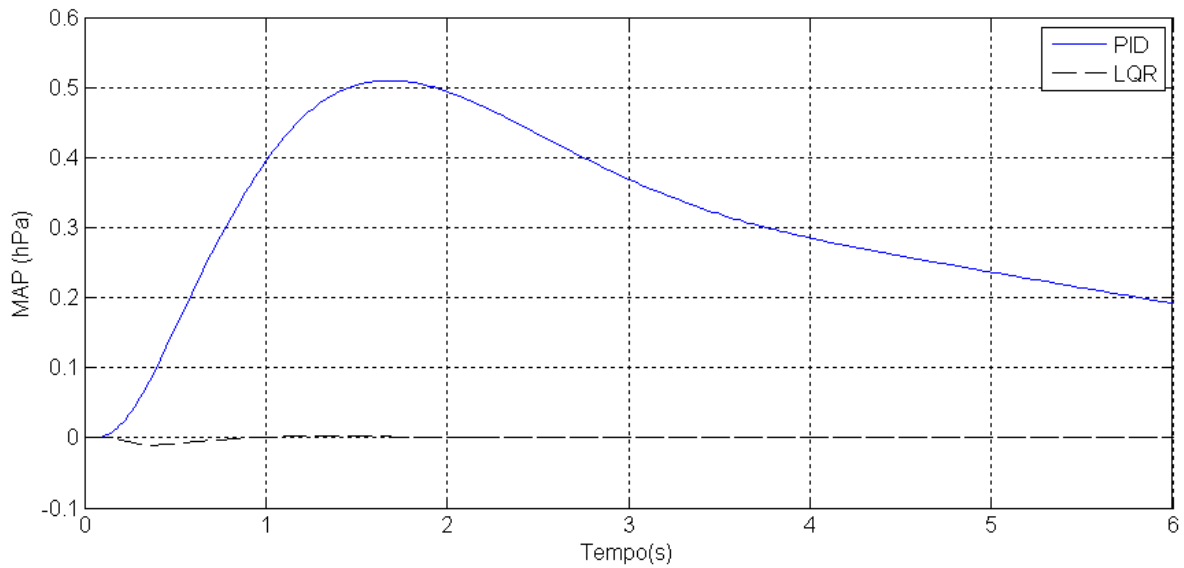


Figura 68: Resposta da pressão no coletor de admissão (MAP)

Observando o comportamento da pressão (MAP), que deveria permanecer estacionária em zero, é possível ver que o controlador PID teve dificuldade em evitar variação na resposta da pressão. O controlador LQR, no entanto, teve mais sucesso em manter a variável próxima da origem, apesar dos acoplamentos existente na planta.

A mesma metodologia, de aplicação do degrau unitário na entrada de valor de referência de apenas uma variável, foi repetida, mas desta vez estimulando apenas o controle de pressão (MAP), enquanto a vazão (MAF) permaneceu com valor de referência nulo.

As respostas da planta, para os controladores LQR e PID, podem ser vistas na Figura 69 e Figura 70.

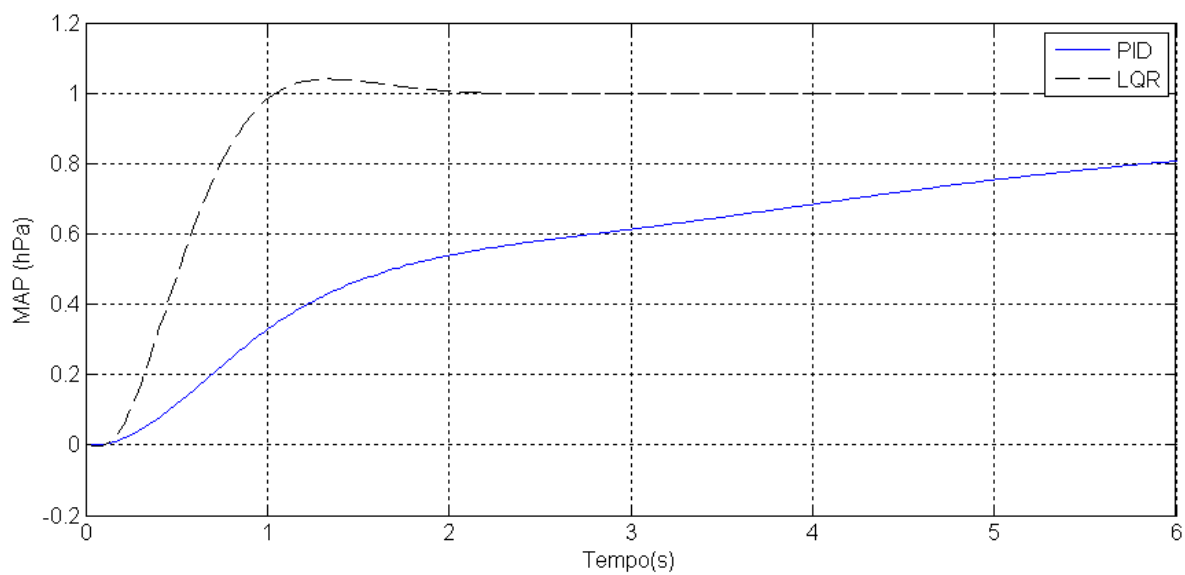


Figura 69: Resposta da pressão no coletor de admissão (MAP)

Pode-se ver que a resposta da pressão (MAP), no caso PID, foi deficiente, pois durante o intervalo de análise não foi capaz de fazer a pressão convergir para o valor de referência. O desempenho do controlador LQR, por sua vez, permaneceu quase inalterado se comparado com a resposta ao degrau quando ambas as entradas de valor de referência foram estimuladas.

O resultado do distúrbio sobre a vazão de ar limpo (MAF) é visto a seguir.

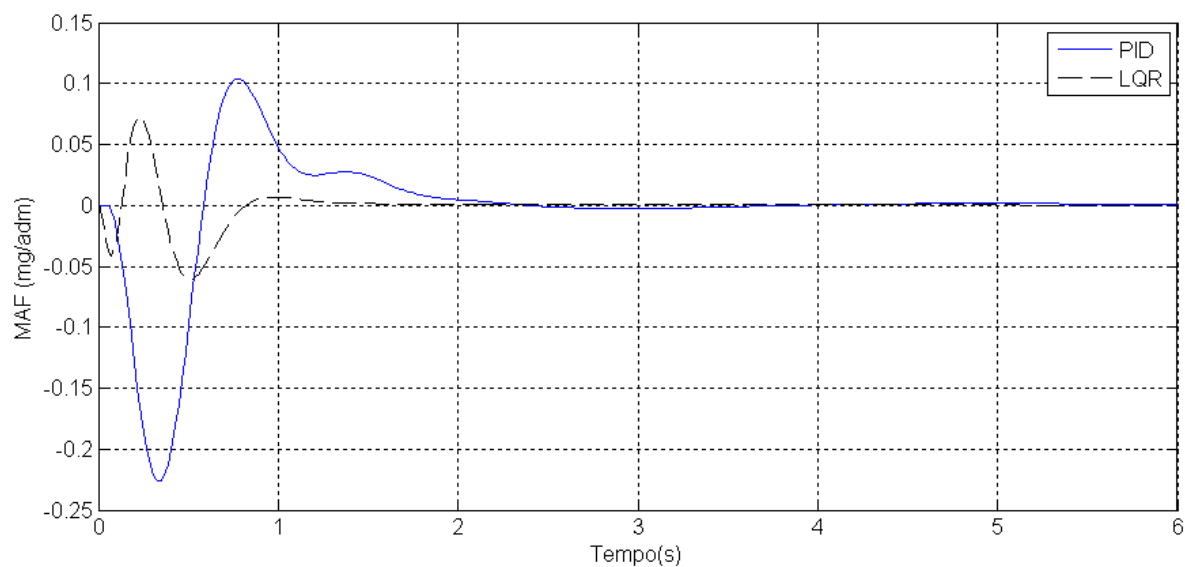


Figura 70: Resposta da vazão de ar limpo (MAF)

Observando o comportamento da variável que deveria permanecer estacionária (MAF), pode-se ver que o controlador LQR, apesar de apresentar algumas oscilações na resposta da variável controlada, apresentou amplitudes menores do que a obtida com o controlador PID.

De forma geral, notou-se que a simulação da planta com o controlador LQR apresentou desempenho superior ao PID no desacoplamento das variáveis quando submetido a estímulos independentes na entrada de valor de referência.

5.5 Análise do esforço de controle

Nesta etapa serão comparados os esforços de controle solicitados por ambos os controladores.

A amplitude de deslocamento solicitado aos atuadores EGR e VGT pelo controlador LQR, para as propostas de sintonia (A,B e C) é mostrada nos gráficos da Figura 71 e Figura 72.

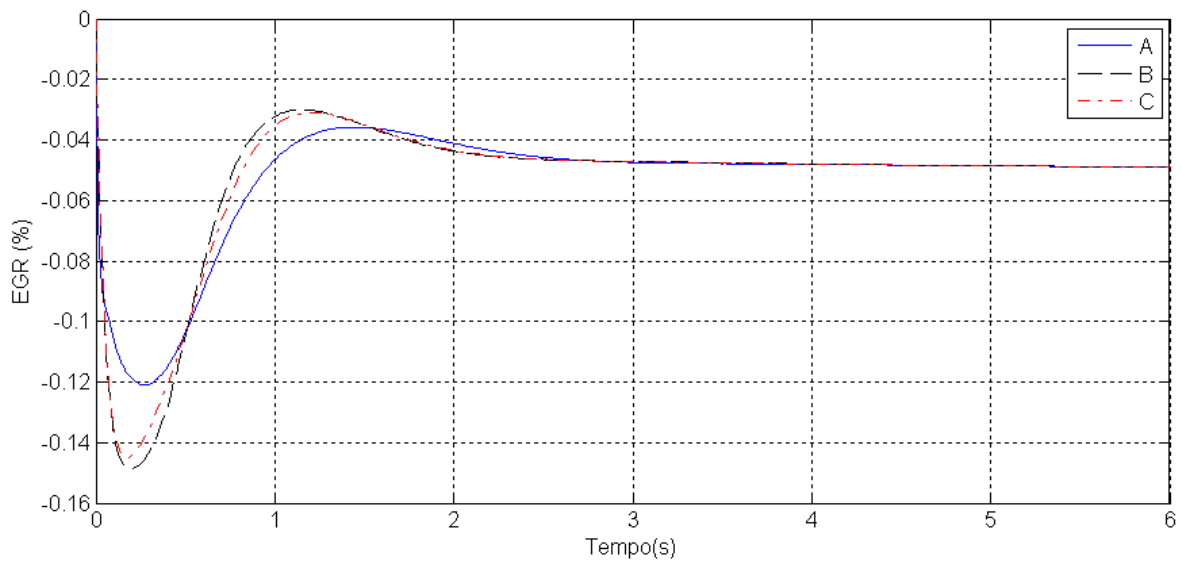


Figura 71: Amplitudes de deslocamento da EGR para o controlador LQR

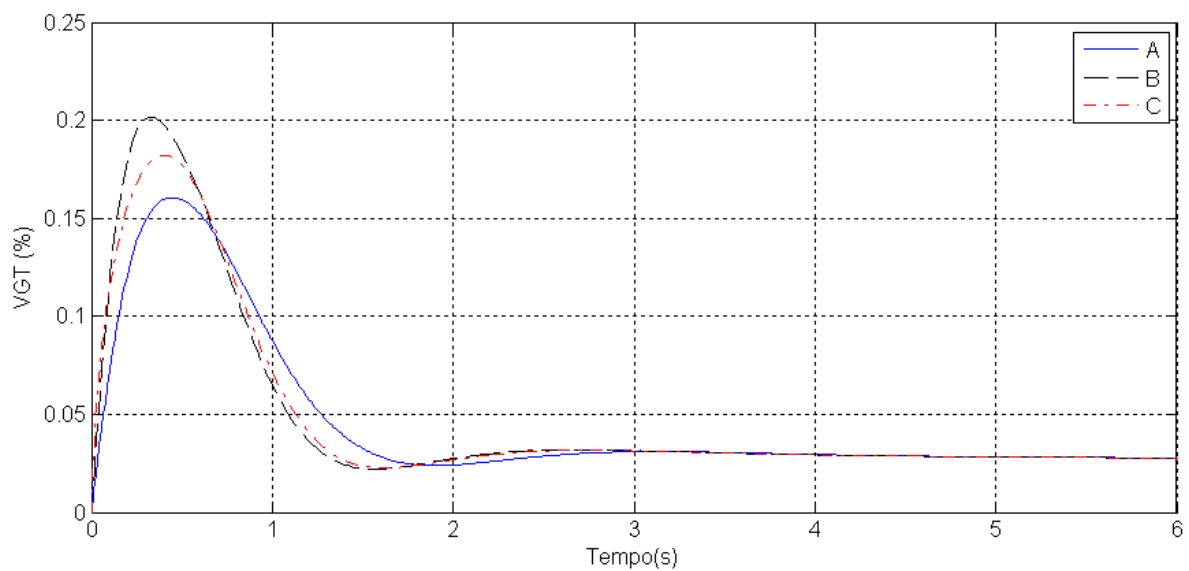


Figura 72: Amplitudes de deslocamento da VGT para o controlador LQR

Observa-se nas figuras anteriores que os deslocamentos de ambos os atuadores acionados pelo controlador LQR foram suaves, sem ocorrência de alterações bruscas.

A amplitude de deslocamento solicitada aos atuadores EGR e VGT pelo controlador PID é mostrada nos gráficos da Figura 73 e Figura 74, a seguir.

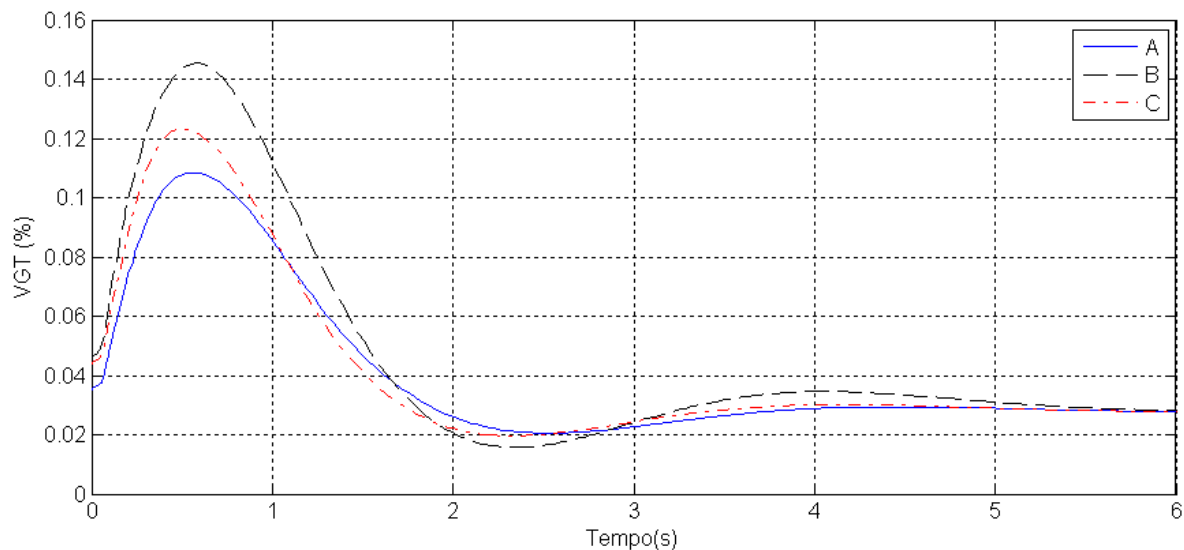


Figura 73: Amplitude de deslocamento da VGT para o controlador PID

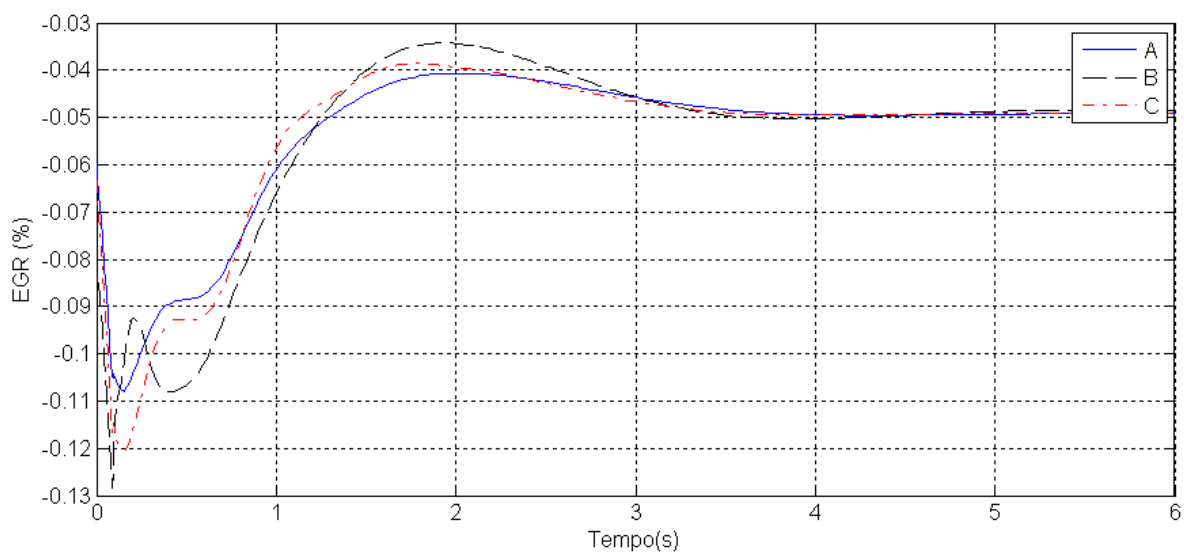


Figura 74: Amplitude de deslocamento da EGR para o controlador PID

Observa-se nas figuras anteriores que os deslocamentos do atuador EGR acionado pelo controlador PID, apresentou variações rápidas, principalmente na proposta B, provavelmente devido ao maior ganho derivativo utilizado nesta proposta de sintonia do controlador.

Para fins de comparação e análise do esforço de controle despendido por cada controlador (PID e LQR), o deslocamento dos atuadores verificados na simulação com a sintonia da proposta B foi disposto em gráficos em função do tempo.

Os resultados do deslocamento do atuador VGT solicitado por ambos os controladores (PID e LQR), podem ser vistos na Figura 75.

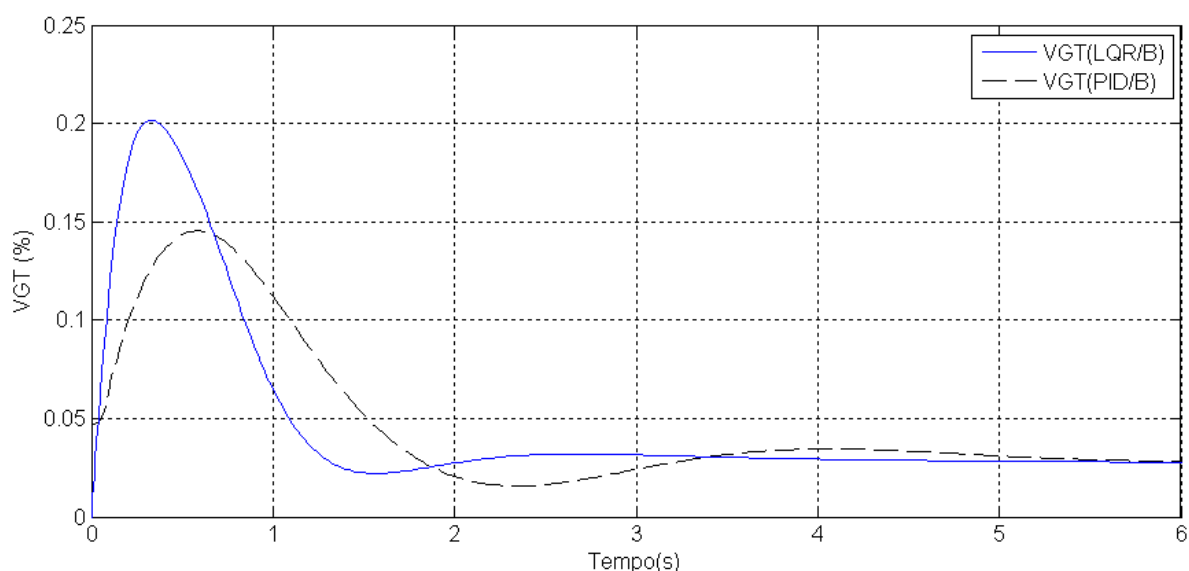


Figura 75: Amplitude de deslocamento da turbina (VGT) para o controle PID e LQR

Observa-se na figura que o deslocamento do atuador VGT, solicitado pelo controlador LQR, atingiu maior amplitude em um curto intervalo de tempo quando comparado com o deslocamento solicitado pelo PID.

Maiores amplitudes de deslocamento aplicadas ao atuador da turbina tendem a reduzir a vazão de ar limpo, devido ao estrangulamento do fluxo. Essa característica contribui para a redução da vazão de ar limpo, conforme visto anteriormente na análise de resultados do controlador LQR.

Os resultados do deslocamento do atuador EGR solicitado por ambos os controladores (PID e LQR), podem ser vistos na Figura 76.

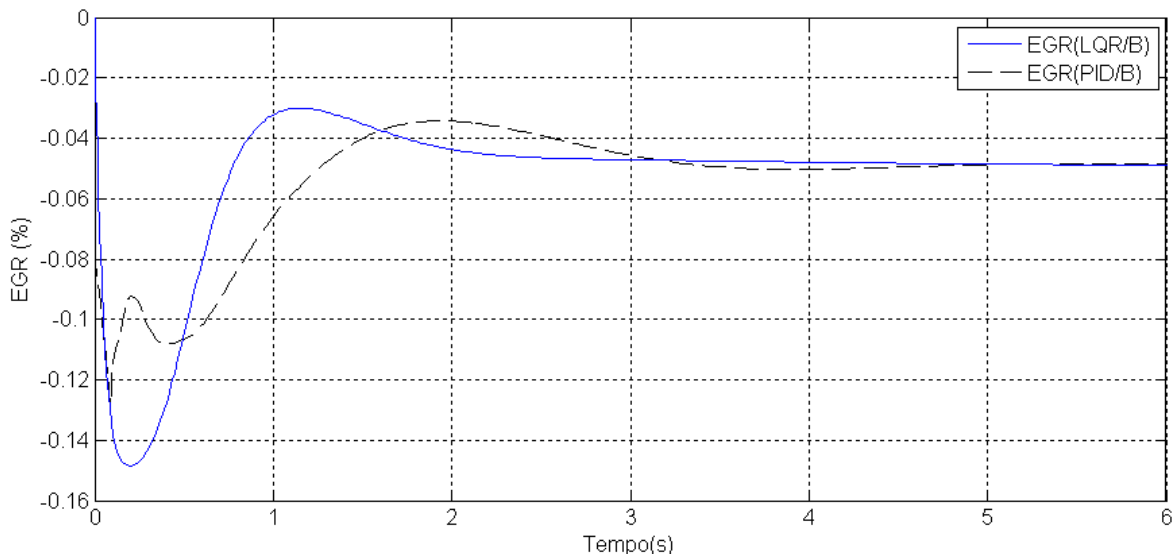


Figura 76: Amplitude de deslocamento da válvula EGR para o controle PID e LQR

Observa-se na figura que, no caso PID, há movimentação mais brusca da válvula EGR, provavelmente causado pela ação derivativa do controlador PID.

O controlador LQR, por sua vez, requereu amplitudes de controle maiores do que o PID, mas com movimentações mais suaves.

Como o controlador PID tende a solicitar deslocamentos mais rápidos dos atuadores, nesse caso, eventuais impactos de redução na durabilidade deste componente a longo prazo devem ser investigados.

De forma geral, observou-se que o controlador LQR apresentou maiores amplitudes de deslocamento dos atuadores.

5.6 Análise da utilização de valores de referência não atingíveis

Com o objetivo de avaliar o efeito da ocorrência de valores de referência não atingíveis na planta e a reação dos controladores, foi simulada para os controladores LQR e PID, sintonizados conforme a proposta B, a ocorrência da saturação da válvula EGR em virtude de ter atingido o limite mecânico deste atuador.

Essa condição foi causada em função da aplicação de um valor de referência alto (500 mg/adm) para a vazão de ar (MAF), enquanto o valor de referência da pressão no coletor foi mantido constante (0 hPa).

O deslocamento da válvula EGR, com o efeito de saturação, e da turbina (VGT), obtidos pela simulação da planta com o controlador LQR, podem ser vistos na Figura 77.

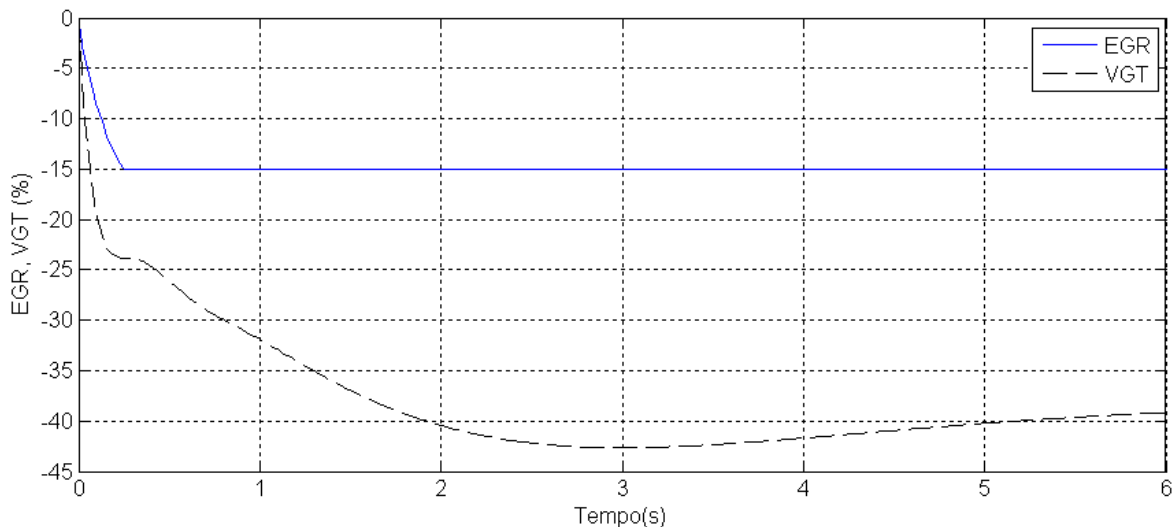


Figura 77: Gráfico de posição dos atuadores EGR e VGT no controlador LQR

Vê-se na figura acima que o atuador EGR está saturado no limite de -15% de posição.

As saídas da planta com a saturação do atuador podem ser vistas na Figura 78, a seguir.

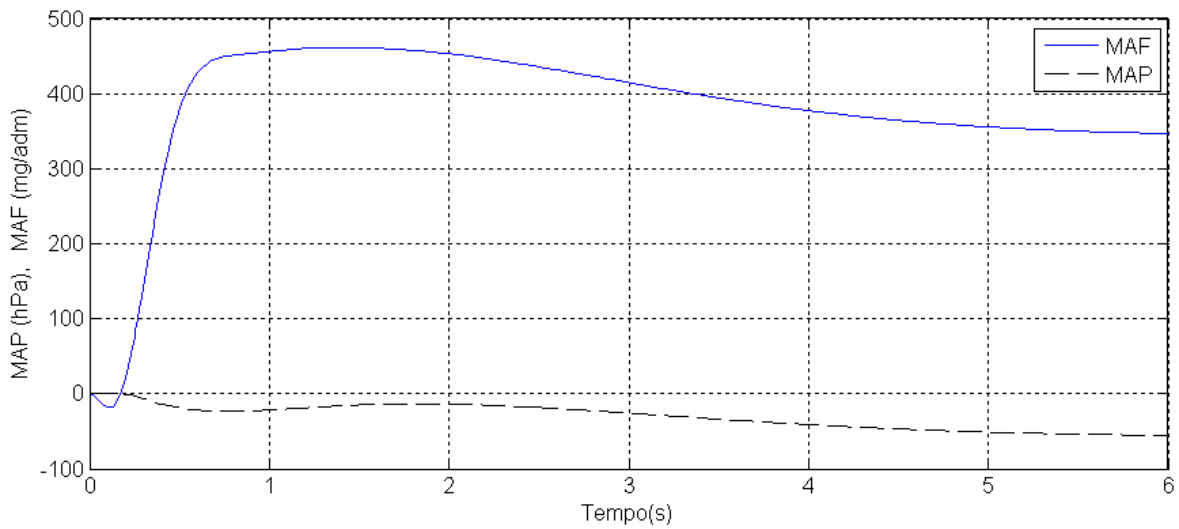


Figura 78: Respostas da planta com o controlador LQR e atuador EGR saturado.

Vê-se que o controlador LQR não conseguiu controlar a planta, pois nenhuma das variáveis atingiu o valor de referência ($MAF=500\text{mg/adm}$ e $MAP = 0\text{ hPa}$) apesar de apenas um dos atuadores (EGR) estar saturado.

Os resultados da posição da válvula EGR com o efeito de saturação e da turbina (VGT) quando simulados no controlador PID podem ser vistos na Figura 79.

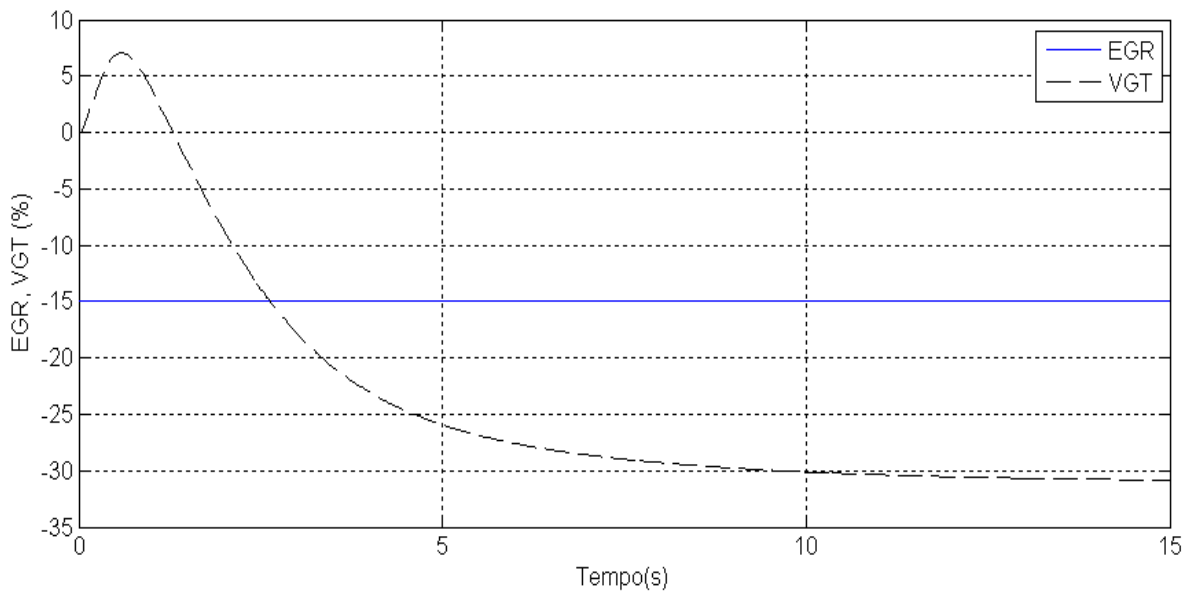


Figura 79: Gráfico de posição dos atuadores EGR e VGT no controlador PID

Vê-se na Figura 79, acima, que o atuador EGR está saturado no limite de -15% de posição.

A resposta da planta com a saturação do atuador pode ser vista na Figura 80, a seguir.

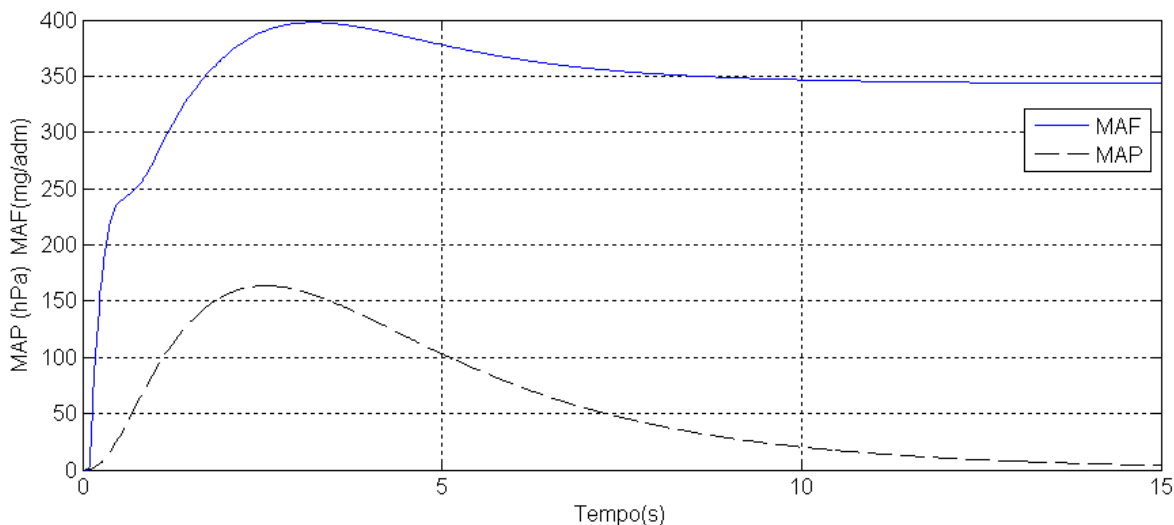


Figura 80: Resposta da planta com o controlador PID e o atuador EGR saturado.

Vê-se que o controlador PID conseguiu controlar a variável cujo atuador principal não estava saturado e atingiu o valor de referência ($MAP = 0$ hPa). A malha de controle da vazão (MAF), por sua vez, não conseguiu atingir o valor de referência, pois como mencionado, o atuador (EGR) estava saturado.

Sob este aspecto, o controle descentralizado PID apresentou melhor resultado do que o controlador LQR, pois conseguiu convergir a variável cujo atuador não estava saturado.

A característica do controlador LQR de não atendimento de ambos os valores de referência, quando pelo menos um dos atuadores está saturado, também foi relatado por Garcia-Ortiz (2006,p. 2775).

5.7 Análise da integridade de controle na presença de falhas

Outra característica a ser comparada entre os controladores, tendo em mente aplicações veiculares, é a reação de controle quando na presença de falhas mecânicas ou elétricas no sistema.

Neste caso, foi feita a análise simulando individualmente que cada atuador está inoperante e permanecendo estático no ponto de operação nominal, enquanto o outro atuador permaneceu funcionando normalmente. Inicialmente procedeu-se à simulação da falha na turbina (VGT) e em seguida no atuador da recirculação (EGR).

A simulação de falha no atuador da turbina (VGT) e a consequência na vazão de ar (MAF) pode ser vista na Figura 81.

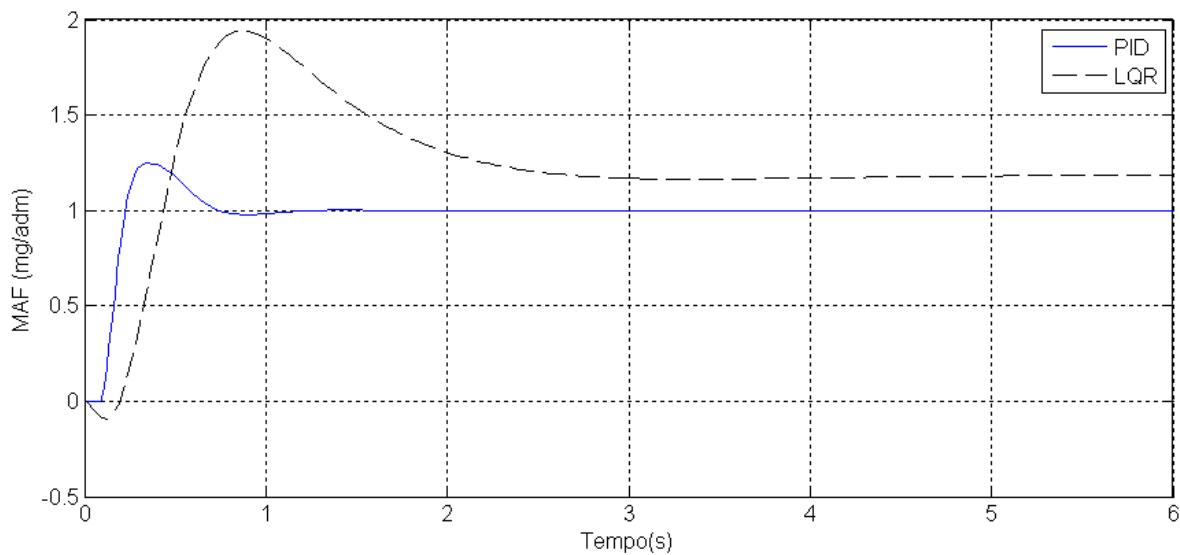


Figura 81: Vazão de ar (MAF) na presença de falha no atuador da turbina

Nota-se que no caso PID, o desempenho de controle da vazão (MAF) permanece inalterado quando a turbina VGT é danificada. O caso LQR, no entanto, apresentou um pico máximo muito acima do valor comandado e permaneceu com um erro estacionário persistente.

A característica apresentada pelo controlador PID é desejável no controle do motor pois reduz as consequências para o motor quando houver uma falha em apenas um dos atuadores.

A consequência da falha na turbina VGT sobre a pressão no coletor de admissão (MAP) pode ser vista na Figura 82, a seguir.

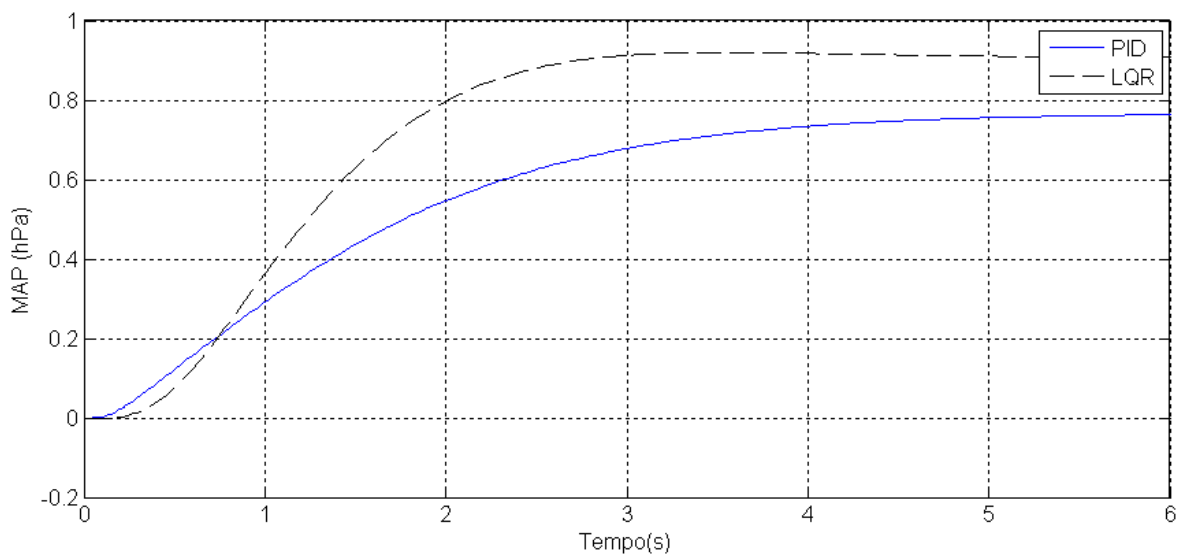


Figura 82: Pressão no coletor de admissão (MAP) na presença de falha no atuador da turbina

Vê-se que nenhum dos controladores atingiu o objetivo, mas neste caso é aceitável que haja o descontrole de ambos os sistemas (PID e LQR) tendo em vista que a falha ocorreu no atuador principal da variável medida (MAP).

Agora simulando-se a falha na válvula EGR, tem-se a consequência na pressão de ar (MAP) vista na Figura 83, a seguir.

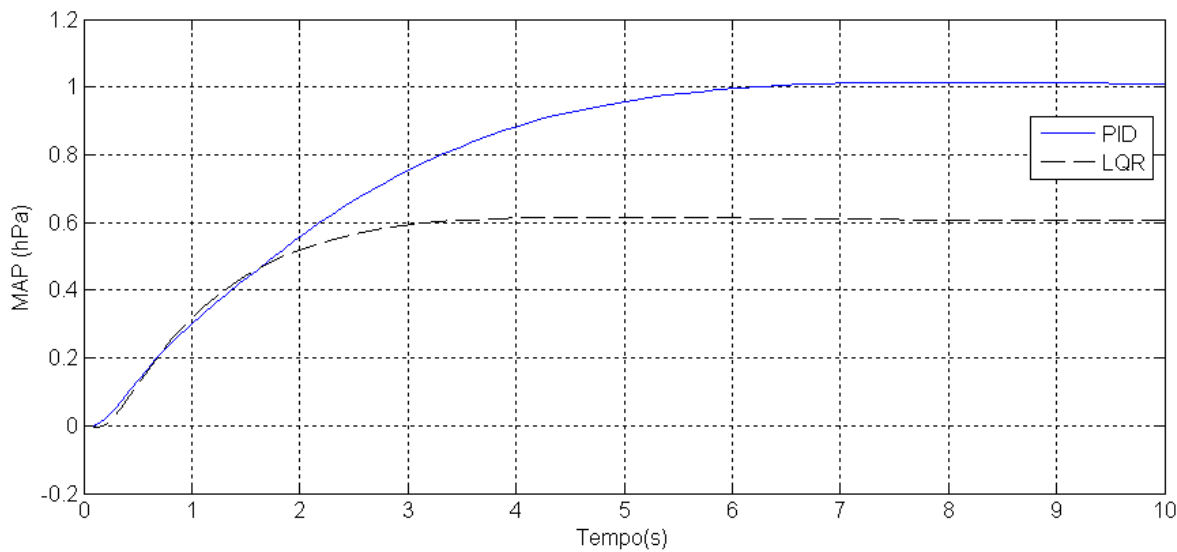


Figura 83 Pressão no coletor de admissão (MAP) com falha na válvula EGR

Nota-se, mais uma vez, que no caso PID o controle da pressão (MAP) permanece inalterado quando o atuador secundário (válvula EGR) é danificado. O caso LQR permaneceu com um erro estacionário persistente, mesmo estando o principal atuador da pressão em perfeito estado de funcionamento.

Por fim, o resultado da falha na válvula EGR sobre a vazão de ar limpo é mostrado na Figura 84.

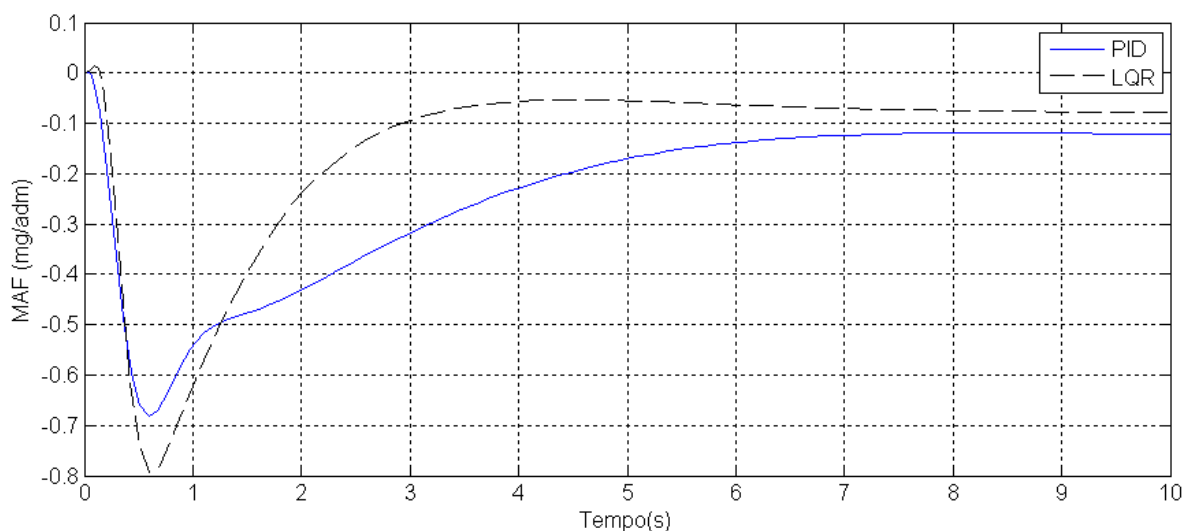


Figura 84: Vazão de ar (MAF) na presença de falha na válvula EGR

Como se trata de uma simulação de defeito no atuador principal associado à variável controlada (MAF) é esperado que ambos os sistemas (PID e LQR) tenham dificuldade em controlar a vazão de ar limpo, conforme verificado na figura acima.

Pode-se, portanto, notar que o controlador LQR não possui meios que permitam controlar o sistema de ar do motor na presença de falhas em qualquer um dos atuadores. Neste caso, é necessário que o controlador LQR seja totalmente desligado na presença de falhas.

No caso do controle descentralizado PID, apenas a malha de controle associada ao atuador com defeito deve ser desativada, a outra malha pode permanecer em funcionamento.

5.8 Análise das características de desempenho perante as emissões de poluentes

As respostas da planta obtidas para cada controlador serão analisadas nesta seção segundo os aspectos relevantes à formação de poluentes, conforme enunciado na metodologia de análise e listados a seguir:

- Perfil de aumento da vazão de ar limpo admitido (MAF).
- O tempo de acomodação simultânea das variáveis controladas do sistema de ar.
- Pico máximo da vazão de ar limpo (MAF).
- Capacidade de desacoplamento entre as variáveis.

Para efetuar essa análise dos controladores em bases iguais, foram selecionados os resultados das propostas de sintonia C de ambos os controladores.

A proposta C foi criada com o objetivo de reduzir o tempo de resposta da vazão de ar limpo (MAF) e como resultado, ambos os controladores apresentam nessa proposta o menor tempo de resposta da vazão, portanto, possuem boa capacidade de acompanhar o aumento da quantidade injetada de combustível tendendo a apresentar os menores níveis de emissão de particulados possíveis, se comparada com as outras propostas (A e B).

O resultado gráfico do aumento da vazão de ar limpo (MAF) apresentado pelos controladores LQR e PID, sintonizados na proposta C, é visto na Figura 85.

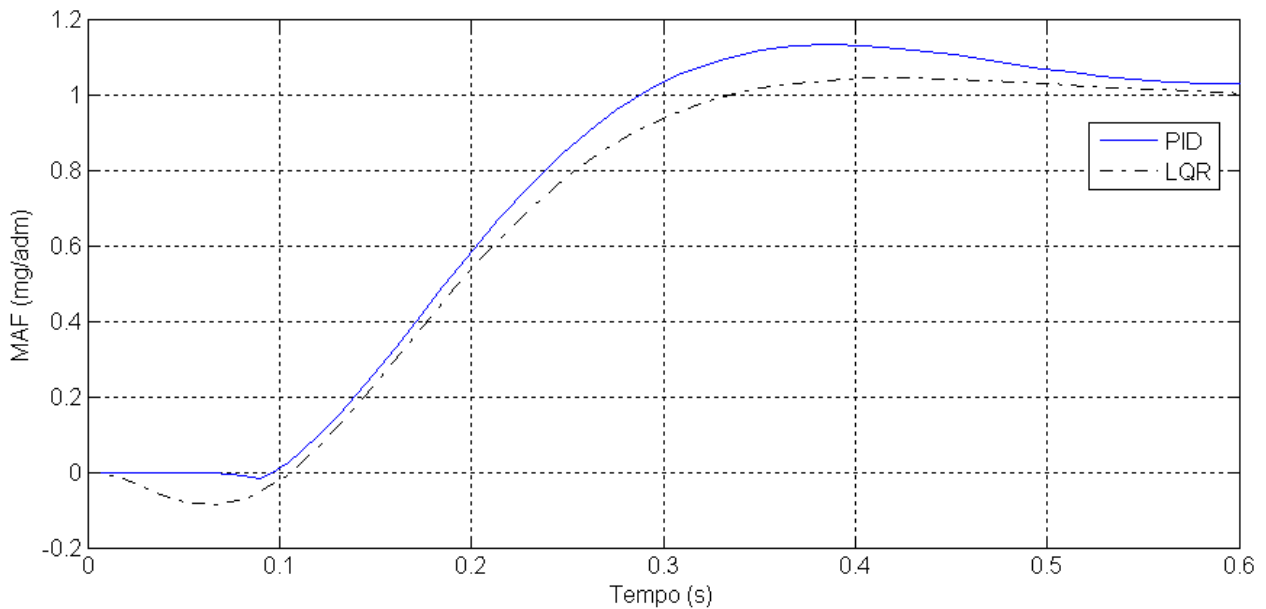


Figura 85: Resposta da vazão de ar limpo admitido no motor (MAF)

Vê-se na figura que a vazão de ar limpo admitida, obtida com o controlador PID, foi em média, um pouco maior do que a obtida com o controlador LQR. Também é possível ver que há uma redução da vazão de ar logo após o transiente inicial.

O valor da amplitude de pico mínimo apresentada pelo controlador PID, na proposta C e vista na figura acima, foi de -0,015 mg/adm (-1,5%), enquanto o LQR apresentou -0,0878 mg/adm (-8,78%).

Portanto, ambos os controladores apresentaram redução da vazão de ar após o transiente inicial, no entanto, o controlador LQR apresentou uma redução um pouco mais significativa.

A maior redução da vazão de ar limpo (pico negativo) apresentada pelo controlador LQR, pode ter sido causada pelo acoplamento existente entre a vazão de ar limpo (MAF) e o comando da turbina (VGT), pois, como verificado na etapa de análise do esforço de controle aplicado aos atuadores, o controlador LQR requereu maiores amplitudes de deslocamento da turbina, o que contribui para a maior redução da vazão de ar limpo verificada. Esse fenômeno é entendido como sendo o estrangulamento do fluxo de ar causado pela movimentação excessiva das pás da turbina e, conforme concluído por Nieuwstadt (2000, p. 77), estabelece um compromisso entre a resposta da vazão de ar limpo (MAF) e a resposta da pressão no coletor de admissão (MAP).

No entanto, conforme visto anteriormente, não se pode afirmar que esta seja uma característica unicamente devido ao desempenho do controlador LQR associado às características da planta, tendo em vista que, conforme discutido nas seções anteriores, foram utilizadas aproximações de Padé incorporadas ao modelo da planta ligada ao controlador LQR, o que pode causar pequenas oscilações na variável modelada.

Portanto, ao final desta análise, apesar do controlador LQR obter menores amplitudes da vazão de ar limpo, se comparado com a resposta obtida pelo controlador PID, em virtude das imprecisões identificadas no modelo da planta, não é possível afirmar que esta solução de controle desfavoreça o controle das emissões de material particulado.

Com relação às características de tempo de acomodação simultânea e pico máximo da vazão de ar limpo, os resultados da planta obtidos com os dois controladores sintonizados conforme a proposta C, são visualizados na Tabela 52.

Tabela 52: Resultados de índices obtidos na proposta C.

Índice	PID	LQR
Tempo de acomodação simultânea, (s)	1,34	0,99
Pico máximo de vazão – MAF, (mg/adm)	1,177	1,047

Na segunda linha da tabela são relacionados os tempos de acomodação simultânea para ambos os controladores. O controlador LQR apresentou tempo de acomodação de 0,99 segundo, sendo 26% inferior ao requerido pelo controlador PID (1,34 segundos).

Conforme enunciado anteriormente, o menor tempo de acomodação das variáveis favorece o controle da recirculação dos gases, pois esta se estabiliza em seu valor de referência em um tempo menor. Portanto, conclui-se que o controlador LQR apresentou um aspecto favorável ao melhor controle das emissões de poluentes.

Outro aspecto importante e que promove o aumento das emissões de óxidos de nitrogênio é o excesso de ar limpo admitido, causado pela ultrapassagem do valor de referência da vazão (OEHLERKING, 2009 p.347; NIEUWSTADT, 2000, p. 77).

Sob este aspecto, conforme visto na última linha da tabela, o valor do pico máximo da vazão de ar obtido pelo controlador LQR (1,047 mg/adm) foi menor se comparado com o obtido pelo controlador PID (1,177 mg/adm).

Portanto, nas condições de simulação estabelecidas e baseando-se nos resultados obtidos para a planta modelada, fundamentado na teoria de controle de emissões e resultados de trabalhos correlatos, o controlador LQR apresentou potencial para favorecer a redução das emissões de óxidos de nitrogênio se comparado com o controlador PID.

Os resultados da análise de desacoplamento observados na simulação de aplicação de estímulos em apenas uma das entradas de valor de referência, são reunidos na Tabela 53, vista abaixo.

Tabela 53: Resultados do ensaio de aplicação de estímulo em apenas uma entrada de valor de referência.

(Ensaio) Valor de referência	LQR		PID	
	MAF	MAP	MAF	MAP
(Ensaio no.1) Degrau unitário em MAF (MAP = 0)	Atingiu valor de referência com bom desempenho	Sofreu pequeno distúrbio (1%)	Atingiu valor de referência com pico máximo elevado (30%)	Sofreu grande distúrbio (51%)
(Ensaio no.2) Degrau unitário em MAP (MAF = 0)	Sofreu distúrbio (11%)	Atingiu valor de referência com bom desempenho	Sofreu grande distúrbio (32%)	Não atingiu o valor de referência

Na primeira coluna da tabela, à esquerda, são descritos os valores de referência utilizados em cada ensaio. Na segunda e terceira coluna estão descritos os resultados medidos na saída da planta, vazão e pressão, respectivamente, verificados com o controlador LQR.

A quarta e quinta colunas contém os resultados anotados com o controlador PID.

As porcentagens de amplitude de distúrbio apresentadas na tabela são relativas ao degrau unitário e medidas com relação à variação pico a pico verificada no distúrbio.

No ensaio número 1, foi estimulada apenas a entrada do controle da vazão de ar limpo (MAF) enquanto o valor de referência da pressão foi mantido estático em zero. Os resultados obtidos são analisados abaixo, onde se verificou que:

- O controlador LQR atingiu o valor de referência da vazão (MAF) com bom desempenho. Na outra variável controlada, pressão (MAP), apresentou um pequeno distúrbio.
- O controlador PID, por sua vez, atingiu o valor de referência da vazão de ar limpo mas apresentou um pico máximo elevado (30%), superior ao limite estabelecido (18%).

A outra variável, pressão (MAP), apresentou grande amplitude de distúrbio, aproximadamente 51% de pico a pico.

No ensaio número 2, foi estimulada apenas a entrada do controle da pressão (MAP) enquanto o valor de referência da vazão (MAF) permaneceu em zero. Verificou-se que:

- O controlador LQR atingiu o valor desejado com bom desempenho. Apresentou distúrbio na vazão de ar limpo com amplitude pico a pico de 11%.
- O controlador PID, por sua vez, não foi capaz de atingir o valor de referência de pressão (MAP) e apresentou uma resposta degradada. A outra variável, vazão (MAF) apresentou distúrbio considerável, aproximadamente 32% de pico a pico.

A partir dos resultados, conclui-se que o controlador LQR apresentou maior capacidade de desacoplamento entre as variáveis do motor, quando comparado com o controlador PID. Esta característica, conforme descrito anteriormente, resulta no melhor controle da porcentagem de recirculação de gases no motor em relação aos valores de referência ajustados.

Portanto, nas condições de simulação estabelecidas e baseando-se nos resultados obtidos, para a planta em questão, fundamentado na teoria de controle de emissões, conclui-se que o controlador LQR apresentou melhor controle da recirculação dos gases de escape e menor valor de pico máximo da vazão de ar limpo e, portanto, tem potencial para apresentar melhor desempenho no controle das emissões de poluentes.

5.9 Análise dos custos de implementação

Ao término das tarefas de projeto, pôde-se estimar o esforço necessário à implementação no motor de uma arquitetura multivariável (LQR).

O controlador LQR, para ser projetado com viabilidade prática, requer que novos sensores sejam disponibilizados no motor para medir os estados da planta.

Na impossibilidade de adicioná-los, deve-se então adicionar no aplicativo de controle do motor, um estimador de estados (filtro de Kalman) para estimar os estados da planta.

Independentemente da solução adotada, os modelos da planta devem estar disponíveis e representados em espaço de estados, para uso no projeto do controlador.

Referências indicam (ORTNER, 2007), por exemplo, que o sistema de ar do motor para ser devidamente modelado, pode ser dividido em 12 regiões de rotação e carga. Se cada região for representada por um conjunto de quatro modelos lineares, de forma similar ao aqui efetuado, isso implicaria no desenvolvimento de 48 modelos.

Cada modelo deveria ainda ser corrigido ou compensado de forma a representar a planta com fidelidade em todas as condições normais de uso de um motor em aplicação veicular, a saber:

- Operação em faixas extremas de altitude. Há registros de operação de veículos diesel abaixo do nível do mar (mineração) assim como em altitudes próximas aos 4 mil metros de altitude.
- Temperaturas do ar ambiente extremas, de -50°C até $+45^{\circ}\text{C}$.
- Variações dimensionais devido às tolerâncias de manufatura dos componentes.
- Variações devido ao envelhecimento dos componentes do motor.
- Diferentes combustíveis utilizados.

Essa possível diversidade de modelos e suas correções, pode eventualmente se desdobrar em diferentes matrizes de ganho de realimentação ou estimação de estados. Portanto, uma estrutura de gerenciamento de modelos, com correção das variações climáticas, pode resultar em um aplicativo embarcado complexo de ser implementado e administrado.

A capacidade de processamento computacional necessária para executar esses aplicativos também deve ser avaliada quanto à sua viabilidade de implementação no módulo de controle de um motor.

A capacidade de processamento disponível é um aspecto que pode impedir a aplicação de um sistema multivariável, como relatado por Ekdahl (2005, p. 1230).

Isso significa que podem ser necessários processadores de maior capacidade assim como maior espaço de memória de armazenamento e cálculo.

A aplicação de valores de referência impossíveis, conforme visto nas análises anteriores, resulta em erro persistente de controle. Com o objetivo de evitar essa condição degradada de operação, é necessário investir, durante o projeto, em etapas adicionais de verificação dos valores de referência especificados com relação à capacidade do motor em atingi-los.

Sabendo que o motor e o veículo sofrem diversas modificações durante o seu desenvolvimento, essa tarefa de verificação dos valores de referência possíveis deveria ser continuamente executada, o que aumenta o número de horas de trabalho no desenvolvimento da sintonia do controlador.

Não menos importante, seria considerar o desenvolvimento de um aplicativo gerenciador embarcado, conforme sugerido por Garcia-Ortiz (2006, p. 2776). Esse aplicativo deveria ativar uma estratégia de contenção quando o controlador multivariável não pudesse controlar a planta em função de um valor de referência inatingível, quando houvesse saturação ou ocorresse erro em um dos atuadores.

Paralelamente aos custos de implementação diretamente ligados ao aplicativo do controlador multivariável, para o desenvolvimento, sintonia e validação dessa arquitetura é necessário investir no treinamento de engenheiros de desenvolvimento de produto, além da aquisição de programas de computador específicos para projeto, simulação e sintonia dos controladores.

Portanto, o controlador LQR para ser implementado, requer investimento significativo de recursos financeiros, podendo ainda penalizar o custo do motor com a adição de sensores.

O controlador descentralizado (PID), por sua vez, não necessita de sensores adicionais instalados no motor, assim como não requer que obrigatoriamente se disponha de modelos da planta para ser aplicado em um projeto.

Durante a fase de projeto com o controlador PID, pode-se aplicá-lo no controle de um motor em banco de ensaios e então proceder à sintonia manual dos ganhos, através de tentativa e erro, ou através de uso de ferramentas heurísticas.

Os ganhos PID dos controladores são inseridos em tabelas interpoladas em função da rotação e torque do motor.

As variações de temperatura, altitude, variações dimensionais do motor e seus impactos sobre o desempenho de controle, podem ser verificadas em ensaios com motores instalados em veículos e avaliados nas diversas condições climáticas, tal como feito atualmente.

Em virtude dos recursos e esforços aqui descritos, é necessário avaliar a viabilidade técnica e econômica da substituição da tecnologia atual (PID) pela tecnologia de controle LQR.

Outras tecnologias de redução de emissões de poluentes, tais como sistemas de pós-tratamento de gases de escape com injeção de uréia para a redução dos óxidos de nitrogênio ou a aplicação de filtros de coleta e queima do material particulado podem se mostrar mais vantajosos, sob os aspectos técnico e econômico.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Os resultados e análises das respostas da planta efetuados no capítulo 3, para fins de modelagem, permitem observar que a utilização de ambos os métodos, análise do ganho em função da frequência e análise paramétrica ARX, possibilitaram obter modelos lineares que representam as características dinâmicas da planta.

A partir dos resultados da aplicação de estímulos, é possível concluir que há acoplamentos entre as variáveis do motor sob estudo e também há atraso de transporte entre as entradas e saídas.

A partir dos resultados e análises das simulações de ambas as arquiteturas de controle propostas, utilizando os modelos lineares representativos do sistema de ar do motor, em condições nominais de projeto em um ponto fixo de operação, sob o ponto de vista da resposta transiente, para as sintonias propostas, pode-se concluir que:

- O controle LQR aplicado à planta apresentou tempos de subida menores, exceto para a vazão de ar limpo (MAF). Também apresentou os menores tempos de acomodação e amplitudes de oscilação ao redor do valor de referência. O controlador LQR apresentou, no entanto, um pico mínimo acentuado da vazão de ar limpo (MAF), porém a origem deste pico mínimo não pode ser atribuída exclusivamente às características do controlador ou da planta em função de imprecisões no modelo de simulação.

- O controlador PID, por sua vez, apresentou respostas com valores de pico máximo e oscilações maiores, requerendo tempos de acomodação mais longos.

- O controlador LQR apresentou maior capacidade de desacoplamento entre as variáveis do motor, quando comparado com o controlador PID.

Nas condições de simulação estabelecidas e baseando-se nos resultados obtidos para a planta modelada, conclui-se que o controlador LQR apresentou melhor controle da porcentagem de recirculação dos gases de escape e menor valor de pico máximo da vazão de ar limpo e, portanto, fundamentado na teoria de controle de emissões e resultados de trabalhos correlatos, tem potencial para apresentar melhor controle sobre as emissões de poluentes.

Com relação ao sinal de controle solicitado pelo controlador LQR, este apresentou amplitudes de deslocamento maiores. O sinal de controle solicitado pelo controlador PID apresentou variações mais bruscas de um dos atuadores logo após o transiente inicial.

Conclui-se, portanto, que o controlador LQR requereu maior esforço de controle se comparado com o PID.

Observou-se, também, que o controlador LQR, quando submetido a um valor de referência impossível, que causou a saturação de um atuador, perdeu a capacidade de controlar ambas as variáveis, inclusive a que não estava com o atuador saturado.

A arquitetura PID, tendo duas malhas separadas, não deixou de atingir o valor de referência na malha cujo atuador não sofreu saturação.

Conclui-se, portanto, que para o emprego do controlador LQR, é necessária uma etapa cautelosa de especificação de valores de referência possíveis. Neste caso, poderiam ser utilizadas equações da planta que fornecessem valores de referência possíveis ou através de ensaios práticos.

Na análise de integridade a falhas, onde um dos atuadores foi imobilizado na posição nominal, viu-se que o controlador LQR perdeu a capacidade de controlar ambas as variáveis, resultando em valores muito altos de uma delas, o que poderia ocasionar quebras no motor ou degradação severa na operação e no controle das emissões de poluentes.

Portanto, conclui-se que para implementar o controlador LQR é necessário o desenvolvimento de aplicativos embarcados ativos que detectem e corrijam as anomalias de controle, de forma a evitar consequências prejudiciais à operação do motor.

O custo de implementação e desenvolvimento de um controlador LQR se mostra mais alto quando comparado com o controlador PID. Isto se deve à adição de novos sensores, assim como requer maiores investimentos para o desenvolvimento de aplicativos embarcados e para a determinação e teste dos modelos do sistema de ar do motor.

Em virtude dos recursos e esforços detectados como necessários à implementação do controlador LQR, conclui-se que é importante avaliar a viabilidade técnica e econômica da

eventual substituição da tecnologia atual (PID) pela tecnologia de controle LQR e seus agregados. Sob estes aspectos, outras tecnologias de redução de emissões com viabilidade técnica comprovada, tais como sistemas de pós-tratamento dos gases de escape e filtros de material particulado, podem se mostrar mais vantajosas.

Para próximos trabalhos com a tecnologia de controle multivariável, sugere-se obter os modelos a partir dos equacionamentos físicos, buscando um sistema de menor ordem, que seja parametrizável com relação às variações ambientais do veículo, como por exemplo, temperatura e altitude, para reduzir o esforço e custo de validação de modelos em diversas situações.

Uma investigação natural ao trabalho aqui realizado consiste em projetar um filtro de Kalman para estimação do estado utilizando a abordagem LTR, assim como implementar a arquitetura proposta e ensaiá-la em todas as faixas de rotação e carga no motor, em banco de testes, com medição das emissões de poluentes e consumo específico de combustível.

Sugere-se a utilização da aproximação de Padé de ordem superior em trabalhos futuros de simulação do sistema de ar do motor, com o objetivo de melhorar a precisão do modelo no estudo das características dinâmicas da planta.

Referências

ADADE FILHO, ALBERTO. **MATLAB: Aplicações em análise e projeto de sistemas de controle**, São José dos Campos. Instituto tecnológico de aeronáutica, v.4.1, 2005.

ADADE FILHO, ALBERTO. **MÉTODOS LQG (LINEAR QUADRÁTICO GAUSSIANO)**. UNICAMP, Campinas, 2010. Notas de aula de MR-626, 94p.

ALFIERI, E. et al. Model-based feedback control of the air-to-fuel ratio in diesel engines based on an empirical model. In: Proceedings of the 2006 IEEE international conference on control applications. Munich, Germany, 2006. P.509-514.

ANDERSON, Brian D. O.; MOORE, John B. **Linear optimal control**. Englewood Cliffs, New Jersey. Prentice-Hall. 1971.

ATHANS, Michael. A tutorial on the LQG/LTR method. In: American Control Conference, 1986, Cambridge, Massachusetts, 1986. p.1289-1296.

BAERT, R., BECKMAN, D. ; VEEN, A. Efficient EGR technology for future HD diesel engine emissions target. In: International Congress & Exposition 1999 - Session: In-Cylinder Diesel Particulate & NOx Control. Detroit, MI, USA, March, 1999. 13p.

CHAUVIN, J. et al. Airpath strategy for experimental transient control of a diesel HCCI engine. **Oil ; Gas science and technology**, v.62, n.4, p.483-491, 2007.

DARLINGTON, Alex; GLOVER, Keith; COLLINGS, Nick. A simple diesel engine air-path model to predict the cylinder charge during transients: Strategies for reducing transient emissions spikes. University of Cambridge, Cambridge, UK. SAE International. 2006-01-3373.12p.

EKDAHL, Anders. Transient Control of a variable geometry turbine on heavy duty diesel engines. In: Proceedings of the 2005 IEEE conference on control applications. Toronto, Canada, August, 28-31, 2005.p.1228-1233.

FRANCISCO, Marcos Salazar; KIENITZ, Karl Heinz. Comparative study of robust control techniques for otto-cycle motor control. In: Proceedings of the 19th international congress of mechanical engineering COBEM 2007. Brasilia, DF, November 5-9, 2007.10p.

GARCIA, O.; BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo, IMT. 1992. 367p.

GARCIA-ORTIZ, J.; LANGTHALER, P.; DEL RE, L. GPC control of the airpath of high speed diesel engines. In: Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on control application. Munich, Germany, October 4-6,2006.

HEYWOOD, J. **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill, 1988. 930p.

HOFBAUER, W. et al. LQG/LTR controller design for a gas engine. In: 2006 IEEE International Symposium on industrial electronics,2006, Montreal, Quebec, Canada, 2006. p.1631–1636.

KARLSSON, M. et al. LQG control for minimization of emissions in a diesel engine. In: 17th IEEE International Conference on Control Applications, San Antonio, Texas, USA. September 3–5, 2008. p.245-250

LANGTHALER, P; DEL RE, L. Fast predictive oxygen control of a diesel engine. In: Proceedings of the 2007 American control conference. New York City, USA, July 11-13,2007.

MIRHEIDARI,R.; BARKHORDARY,M.; JAHED MOTLAGH, M.R. Supervisory Lyapunov-based control of a diesel engine using VGT/EGR. In:International Conference on control, automation and systems 2007, Seoul, Korea, 2007. p.1482-1487.

NIEUWSTADT, M. et al. Decentralized and multivariable designs for egr-vgt control of a diesel engine. Paper of international federation of automatic control-IFAC, 1998. 6p.

NIEUWSTADT, M. et al. EGR-VGT control schemes: Experimental comparison for a high-speed diesel engine. IEEE control system magazine, June, p.63-79. 2000.

OEHLERKING, D.; FRIEDRICH, I.; LIU, C.S. Coordinated EGR-Rate and model-based controls of turbocharged diesel engines via an intake throttle and an EGR valve. In: Vehicle Power and Propulsion Conference, 2009, Dearborn, MI. IEEE paper no. 978-1-4244-2601-0/09. p.340-347.

OGATA, Katsuhiko. **Instrumentation and control series: Modern Control Engineering**. New Jersey. Prentice Hall. 1970.

OGATA, Katsuhiko. **Modern Control Engineering**. New Jersey. Prentice Hall. 1997.v.3.

ORTNER, P. et al. MPC for a diesel engine air path using an explicit approach for constraint system. In: Proceedings of the 2006 IEEE International conference on control applications. Munich, Germany, October 4-6.2006. p.2760-2765.

ORTNER, Peter; DEL RE, Luigi. Predictive control of a diesel engine air path. **IEEE Transactions on control systems technology**, v.15, n.3, p. 449-456, 2007.

SILVA, R. M. R. A Formação do Ozônio na Atmosfera. **Webartigos**. 22 de Outubro de 2008. Disponível em: <<http://www.webartigos.com/articles/10368/1/A-Formacao-do-Ozonio-na-Atmosfera/pagina1.html#ixzz1OMXw0EGY>>. Acesso em 22 de 04 de 2011.

SKOGESTAD, Sigurd; POSTLETHWAITE, Ian. **Multivariable feedback control: Analysis and design**. Chichester: John Wiley & Sons, 1996. 595p.

SQUAIELLA, L. L. **Efeitos do sistema de recirculação dos gases de escape no controle de emissões de NO_x em motores a Diesel**. 2010. 159p. Dissertação (Mestrado Profissional em Engenharia) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

UENO, M.; IWADARE, M.; ADACHI, S. Multi-variable air-path management for a clean diesel engine using model predictive control. In: SAE World Congress & Exhibition, April 2009, Detroit, MI, USA, SAE PAPER 2009-01-0733, 10p.

UNIÃO EUROPÉIA. DIRETIVA 2005/55/CE, de 28 de Setembro de 2005. Jornal Oficial da União Européia. PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO, Estrasburgo, 8 de agosto de 2008. 162p.

WAGNER, Robert M. et al. Extending exhaust gas recirculation limits in diesel engines. In: Annual Conference and Exposition of the Air & Waste Management Association. Salt Lake City, Utah, USA. Oak Ridge National Laboratory. 2000, June 18-22. 10 p.

WERKEMA, M. C. ; AGUIAR, S. **Análise de Regressão**. Belo Horizonte: Werkema editora, 1996. 302p.

YUE-YUN, W.; HASKARA, I.; YANIV, O. Model-Based quantitative feedback control of EGR rate and boost pressure for turbocharged diesel engines. In: 2008 American Control Conference. Seattle, Washington, USA, 2008. p.291-297.

APÊNDICE A - Resultados dos ensaios dos atuadores EGR e VGT

Os valores medidos durante o ensaio de aplicação de estímulos senoidais ao atuador da válvula EGR, para análise da resposta em frequência do atuador, são descritos na Tabela 54.

A tabela mostra também o cálculo do módulo do ganho do atuador para cada frequência.

Tabela 54: Valores relativos ao ensaio de aplicação de estímulo senoidal ao atuador da válvula EGR.

Frequência da oscilação senoidal aplicada ao atuador da válvula EGR (rad./s)	Amplitude pico a pico do estímulo senoidal aplicado ao atuador da válvula EGR (%)	Amplitude pico a pico de deslocamento mecânico efetivamente atingido pelo atuador da válvula EGR (%)	Módulo do ganho do atuador da válvula EGR
0,1	10	10	1,00
0,63	10	10	1,00
2,99	10	10	1,00
6,28	10	10	1,00
9,11	10	10	1,00
12,08	10	8,33	0,83
15,32	10	5	0,50
17,95	10	5	0,50
20,94	10	1,6	0,16

-A primeira e segunda colunas indicam respectivamente as frequências do estímulo senoidal aplicado ao atuador seguido da amplitude do estímulo.

-A terceira coluna indica a amplitude pico a pico de deslocamento mecânico efetivamente atingido pelo atuador (%) medida no ensaio.

-A quarta coluna contém o módulo do ganho do atuador calculado pela razão da terceira coluna pela segunda coluna.

A seguir são apresentados os resultados do ensaio do atuador da turbina VGT

Os valores medidos durante o ensaio de aplicação de estímulos senoidais ao atuador da turbina VGT, para análise da resposta em frequência do atuador, são descritos na Tabela 55.

A tabela mostra também o cálculo do módulo do ganho do atuador para cada frequência.

Tabela 55: Valores relativos ao ensaio de aplicação de estímulo senoidal ao atuador da turbina VGT

Frequência da oscilação senoidal aplicada ao atuador da turbina VGT (rad/s)	Amplitude pico a pico do estímulo senoidal aplicado ao atuador da turbina VGT (%)	Amplitude pico a pico de deslocamento mecânico efetivamente atingido pelo atuador da turbina VGT (%)	Módulo do ganho do atuador da turbina VGT
0,1	10	10,0	1,00
0,63	10	10,0	1,00
3,14	10	10,0	1,00
6,28	10	9,9	0,99
9,24	10	9,5	0,95
12,08	10	9,0	0,90
14,96	10	8,2	0,82
17,95	10	7,4	0,74
20,94	10	7,0	0,70
24,17	11	6,2	0,56
26,18	12	5,4	0,45
29,92	13	5,0	0,38
31,42	14	4,5	0,32
34,91	15	4,5	0,30
36,96	16	4,1	0,26
39,27	17	3,7	0,22

-A primeira e segunda colunas indicam respectivamente as frequências do estímulo senoidal aplicado ao atuador seguido da amplitude do estímulo.

-A terceira coluna indica a amplitude pico a pico de deslocamento mecânico efetivamente atingido pelo atuador (%) medida no ensaio.

-A quarta coluna contém o módulo do ganho do atuador calculado pela razão da terceira coluna pela segunda coluna.

APÊNDICE B - Programa de otimização dos ganhos PID

```

function CUSTO_GLOBAL = PID_MR_a(x);
%ENTRADA DOS VALORES DE MINIMIZACAO
kdp=x(1);
kdw=x(2);
kip=x(3);
kiw=x(4);
kpp=x(5);
kpw=x(6);
xn=[x(1) x(2) x(3) x(4) x(5) x(6)];
assignin('base','xn',xn)          ;
assignin('base','kdp',kdp)        ;
assignin('base','kdw',kdw)        ;
assignin('base','kip',kip)        ;
assignin('base','kiw',kiw)        ;
assignin('base','kpp',kpp)        ;
assignin('base','kpw',kpw)        ;

%CRITERIO DE PROJETO PARA OS LIMITES MAXIMOS E MINIMOS DO SINAL
ovmax1= 1.18           ;%Objetivo de Overshoot máximo
unmax1=-0.09           ;%Objetivo de UNDERshoot máximo MAF
ovmax2= 1.18           ;%Objetivo de Overshoot máximo
unmax2=-0.09           ;%Objetivo de UNDERshoot máximo MAP

% CONFIGURACAO DOS FATORES DE PONDERACAO
% 1 = MAF
f_tr1= 0               ; % FATOR PARA O TEMPO DE SUBIDA
f_iae1= 2               ; % FATOR PARA O CRITERIA IAE
f_ov1= 100000          ; % FATOR PARA LIMITACAO DO PICO POSITIVO (OVERSHOOT)
f_un1= 100000          ; % FATOR PARA LIMITACAO DO PICO REVERSO (UNDERSHOOT)

% 2 = MAP
f_tr2= 10              ; % FATOR PARA O TEMPO DE SUBIDA
f_iae2= 1               ; % FATOR PARA O CRITERIA IAE
f_ov2= 100000          ; % FATOR PARA LIMITACAO DO PICO POSITIVO (OVERSHOOT)
f_un2= 100000          ; % FATOR PARA LIMITACAO DO PICO REVERSO (UNDERSHOOT)

%PROGRAMA DE CALCULO DOS INDICES DE DESEMPENHO
opts = simset('DstWorkspace','base', 'SrcWorkspace', 'base'); %DEFINE OPCOES
SIMULACAO
sim('PID2g_a',10,opts); % EXECUTA O MODELO SIMULINK
iae1=max(evalin('base','iae1')); % RECEBE O INDICE DO WORKSPACE
iae2=max(evalin('base','iae2')); % RECEBE O INDICE DO WORKSPACE
yout1=evalin('base','yout1'); % RECEBE O INDICE DO WORKSPACE
yout2=evalin('base','yout2'); % RECEBE O INDICE DO WORKSPACE
tout=evalin('base','tout'); % RECEBE O INDICE DO WORKSPACE
tclock=evalin('base','tclock'); % RECEBE O INDICE DO WORKSPACE

%CRITERIOS PARA CALCULO DO TEMPO DE SUBIDA
ref1=1                 ;%VALOR DE REFERÊNCIA = DEGRAU UNITARIO = 1
ref2=1                 ;%VALOR DE REFERÊNCIA = DEGRAU UNITARIO = 1

```

```

ref190=ref1*0.9      ;%CRITERIO PARA DEFINIR O TEMPO DE SUBIDA (90% DO
OBJETIVO)
ref290=ref2*0.9      ;%CRITERIO PARA DEFINIR O TEMPO DE SUBIDA (90% DO
OBJETIVO)

%CALCULO DO TEMPO DE SUBIDA
[l1,c1]=max(yout1>ref190);
[l2,c2]=max(yout2>ref290) ;
yout1(c1);
yout2(c2);
tr1=tclock(c1);
tr2=tclock(c2);

%CALCULO TO OVERSHOOT      ;
ov1=max(yout1)      ;
ov2=max(yout2)      ;

%CALCULO TO UNDERSHOOT      ;
un1=min(yout1)      ;
un2=min(yout2)      ;

if(un1>0) un1=0;; else un1=un1;end      ;      % Trata o undershoot para ser
samente negativo
if(un2>0) un2=0;; else un2=un2;end;      % Trata o undershoot para ser
samente negativo

% INDICE OVERSHOOT
if(ov1>ovmax1) ovi1=ov1;; else ovi1=0.0;end      ;      % Indice que calcula
INDICE OV (OVI)
if(ov2>ovmax2) ovi2=ov2;; else ovi2=0.0;end      ;      % Indice que calcula
INDICE OV (OVI)

% INDICE UNDERSHOOT
if(un1<unmax1) uni1=abs((un1/unmax1));, else uni1=0.0;end      ;      %
Indice que calcula INDICE OV (OVI)
if(un2<unmax2) uni2=abs((un2/unmax2));, else uni2=0.0;end      ;      %
Indice que calcula INDICE OV (OVI)

CUSTO_1=f_iae1*iae1 + f_tr1*tr1 + f_ov1*ovi1 + f_un1*uni1      ;      %OK
CUSTO_2=f_iae2*iae2 + f_tr2*tr2 + f_ov2*ovi2 + f_un2*uni2      ;      %OK

CUSTO_GLOBAL=CUSTO_1+CUSTO_2      ;

end

```

APÊNDICE C - Programa de otimização do controlador LQR

```
function CUSTO_GLOBAL = LQR_MR_2c(x);

A= evalin('base','A');
B= evalin('base','B');
C= evalin('base','C');
D= evalin('base','D');

ref1=1                ;%Definicao do degrau unitario como objetivo de controle
ref2=1                ;%Definicao do degrau unitario como objetivo de controle
ref190=ref1*0.9        ;%Definicao de tempo de subida (90% do objetivo)
ref290=ref2*0.9        ;%Definicao de tempo de subida (90% do objetivo)

ovmax1= 1.18           ;%Objetivo de Overshoot máximo
unmax1=-0.09           ;%Objetivo de UNDERShoot máximo MAF
ovmax2= 1.18           ;%Objetivo de Overshoot máximo
unmax2=-0.09           ;%Objetivo de UNDERShoot máximo MAP
%1 = MAF
fac_tr1= 0             ;
fac_iae1= 1            ;
fac_ov1= 100000        ;
fac_un1= 100000        ;
%2 = MAP
fac_tr2= 0             ;
fac_iae2= 1            ;
fac_ov2= 100000        ;
fac_un2= 100000        ;

VAI=[A;-C];
LA=size(A);
LC=size(C);
LA1=LA(:,1);
LC1=LC(:,1);
ORDEM=LA1+LC1;
AI = [VAI, zeros(LA1+LC1,2)];
BI = [B;zeros(2)];

QD=[x(1) x(2) x(3) x(4) x(5) x(6) x(7) x(8) x(9) x(10) x(11) x(12) x(13) x(14)
x(15) x(16) x(17) x(18)]
RD=[x(19) x(20)]

Q=diag(QD);
R=diag(RD);
[Kilqr,P,E] = lqr(AI,BI,Q,R);
Klqr=Kilqr(:,1:LA1);
Ki=-Kilqr(:,LA1+1:ORDEM);

assignin('base','Ki',Ki);
assignin('base','Klqr',Klqr);
opts = simset('DstWorkspace','base','SrcWorkspace','base');    %OK
```

```

sim('MIMO_2c',10,opts); % Executa o modelo Simulink com 'nome' %OK

yout1=evalin('base','yout1'); %OK
yout2=evalin('base','yout2'); %OK
tclock=evalin('base','tclock'); %OK
iae1=trapz(tclock,abs(yout1-ref1)); %Calcula IAE
iae2=trapz(tclock,abs(yout2-ref2)); %Calcula IAE
%CALCULO DO TEMPO DE SUBIDA
[l1,c1]=max(yout1>ref190);
[l2,c2]=max(yout2>ref290) ;
yout1(c1);
yout2(c2);
tr1=tclock(c1);
tr2=tclock(c2);
%CALCULO DO OVERSHOOT ;
ov1=max(yout1) ;
ov2=max(yout2) ;
%CALCULO DO UNDERSHOOT ;
un1=min(yout1) ;
un2=min(yout2) ;
if(un1>0) un1=0;; else un1=un1;end ; % Trata o undershoot para ser
samente negativo
if(un2>0) un2=0;; else un2=un2;end; % Trata o undershoot para ser
samente negativo

% INDICE OPCTIONAL OVERSHOOT (DESCONTINUO)
if(ov1>ovmax1) ovil=ov1;; else ovil=0.0;end ; % Indice que calcula
INDICE OV (OVI)
if(ov2>ovmax2) ovi2=ov2;; else ovi2=0.0;end ; % Indice que calcula
INDICE OV (OVI)
% INDICE OPCTIONAL UNDERSHOOT (DESCONTINUO)
if(un1<unmax1) unil=abs((un1/unmax1));, else unil=0.0;end ; %
Indice que calcula INDICE OV (OVI)
if(un2<unmax2) uni2=abs((un2/unmax2));, else uni2=0.0;end ; %
Indice que calcula INDICE OV (OVI)

CUSTO_1=fac_iae1*iae1 + fac_tr1*tr1 + fac_ov1*ovil + fac_un1*unil ;
%OK
CUSTO_2=fac_iae2*iae2 + fac_tr2*tr2 + fac_ov2*ovi2 + fac_un2*uni2 ;
%OK
CUSTO_GLOBAL=CUSTO_1+CUSTO_2 ; ; %OK

end

```