

Instrumentação e Simulação integrada de sistemas hidráulicos

Filipe Camacho Poeta Abrantes

Relatório de Dissertação

Orientadores:

Prof. Manuel Rodrigues Quintas
Inv. Carlos Manuel Sousa Moreira da Silva



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Opção de Automação

Julho 2010

À minha mãe...

Resumo

Este trabalho visou a instrumentação e simulação de sistemas óleo-hidráulicos, tendo por base um sistema electro-hidráulico existente no Laboratório de Óleo-hidráulica, do Departamento de Engenharia Mecânica da FEUP.

Quanto à instrumentação, foi realizado o acondicionamento de sinal de um transdutor de caudal, baseando-se na reconfiguração do seu sistema eléctrico e electrónico. Isto possibilitou um aumento da sua frequência de amostragem e consequentemente uma melhoria da sua precisão dinâmica.

No que diz respeito à simulação, o software utilizado foi o *Matlab Simulink* da *Mathworks*, onde foi desenvolvido um modelo que reproduzisse o comportamento do sistema electro-hidráulico existente. Uma vez que o modelo de simulação do sistema pode ser decomposto nos modelos dos componentes que o constituem, procedeu-se à modelação de cada um destes: uma bomba de cilindrada fixa; uma válvula limitadora de pressão; uma servo-distribuidora; um actuador linear simétrico de duplo efeito que movimenta, num plano horizontal, uma carga inercial.

Finalmente, com o intuito de avaliar o desempenho do modelo desenvolvido, o sistema foi simulado no seguimento de várias trajectórias de posição, sendo os seus resultados posteriormente comparados com os respectivos ensaios laboratoriais. No entanto, para averiguar as características reais de cada um dos componentes e obter os parâmetros dos respectivos modelos, diversos ensaios foram previamente realizados.

Instrumentation and simulation of hydraulic systems

Abstract

This work aimed to oil-hydraulic systems instrumentation and simulation, based on an electro-hydraulic system existent on the Oil-hydraulic's Laboratory from FEUP's Mechanical Engineering Department.

Concerning the instrumentation, the main goal was the recondition of the transducer's signal flow rate, which was based on the electric and electronical system's reconfiguration. This allowed an improvement on its sampling frequency, and therefore an enhancement of its dynamic measurement accuracy.

Using *Mathworks' Matlab Simulink*, the simulation consisted on creating a model which reproduced the actual electro-hydraulic system's behaviour. In order to do so, mathematic models of every system's components were developed. The modelled components were a fixed pump, a pressure relief valve, a high performance proportional valve and a double ended cylinder which moves an inertial load, on a horizontal plane.

Finally, in order to evaluate the developed model's performance, several position trajectories were simulated and then compared with their laboratory tests' results. However, to ascertain the true characteristics of each component and obtain the parameters of their models, several experiments were previously conducted.

Agradecimentos

Em primeiro lugar deixo aqui um profundo agradecimento aos meus orientadores, Professor Manuel Rodrigues Quintas e Investigador Carlos Moreira da Silva, que pelo seu apoio, disponibilidade e incansável dedicação contribuíram grandemente para o sucesso deste trabalho.

Agradeço ao coordenador da disciplina de dissertação, Professor Francisco Freitas, pelo acompanhamento e críticas construtivas dadas ao longo da realização deste trabalho. Também, e mais de que tudo, um sincero obrigado, pela força e demonstração de amizade que me transmitiu... naquele momento de perda.

Ao meu amigo Simões, que pela sua paciência, apoio e partilha de conhecimento me ajudaram fortemente na realização deste trabalho.

Aos meus amigos, Brito, João, Mariana, Tiago Teixeira e Viana, pela sua ajuda e pelos fantásticos momentos que me proporcionaram e jamais esquecerei...

Aos meus colegas e amigos da secção de automação e moldes, pela amizade, companheirismo e ambiente agradável e bem-disposto.

Por fim e em especial, aos meus Pais e Irmã, por todo o afecto, carinho e incentivo, mas mais do que tudo, pelo que são e me transmitiram ontem, hoje e sempre....

Índice de conteúdos

Introdução geral	1
1. Descrição do Sistema Electro-hidráulico	5
1.1 Estrutura geral	5
1.2 Descrição dos diferentes componentes.....	6
1.2.1 Fonte Hidráulica	7
1.2.2 Servo-Distribuidora	8
1.2.3 Cilindro/Carga.....	9
1.2.4 Transdutores.....	10
1.2.5 Estrutura informática	11
1.2.6 RACK	12
2. Transdutor de Caudal	13
2.1 Objectivos	13
2.2 Constituição/Princípio de funcionamento.....	14
2.3 Circuito electrónico implementado no sistema estático	15
2.4 Implementação do sistema dinâmico	18
2.5 Programação do Microcontrolador	25
2.5.1 Sistema de desenvolvimento	25
2.5.2 Código desenvolvido	26
2.6 Avaliação de desempenho do Sistema Dinâmico	29
2.6.1 Circuito Hidráulico do ensaio	29
2.6.2 Apresentação e discussão dos resultados	30
2.7 Conclusão.....	34
3. Modelação do Sistema Electro-hidráulico	35
3.1 Arquitectura de simulação	35
3.2 Modelação dos diversos elementos do sistema de simulação	39
3.2.1 Modelos dos nós hidráulicos	40

3.2.2	Modelo dos nós mecânicos	42
3.2.3	Modelo de Fluido Hidráulico.....	43
3.2.4	Modelo da bomba de cilindrada fixa.....	47
3.2.5	Modelo da Válvula Limitadora de Pressão.....	51
3.2.6	Modelo da Servo-Distribuidora.....	56
3.2.7	Modelo do cilindro	66
3.2.8	Modelo de carga	74
3.3	Modelação dos componentes discretos do sistema	74
3.3.1	Conversor analógico/digital	74
3.3.2	Conversor digital/analógico	75
3.3.3	Controlador.....	75
3.3.4	Gerador de referências.....	76
3.4	Modelo global de simulação	76
3.5	Conclusão.....	77
4.	<i>Parametrização e Apresentação dos Resultados do Modelo de Simulação.....</i>	79
4.1	Parametrização dos modelos	79
4.2	Resultados Experimentais e Simulados do sistema global	100
4.3	Análise dos resultados	111
4.4	Conclusão.....	113
5.	<i>Conclusão geral e Sugestões de Trabalhos Futuros</i>	115
5.1	Conclusão geral	115
5.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	116
6.	<i>Referências Bibliográficas</i>	119
	<i>Anexo A: Resultados experimentais e de simulação para 100 e 300 kg</i>	123
	<i>Anexo B: Programa do microcontrolador em C.....</i>	143

Índice de figuras

Figura 1.1 Estrutura geral de um sistema electro-hidráulico.....	6
Figura 1.2 Dispositivo experimental	7
Figura 1.3 Fonte de alimentação hidráulica	8
Figura 1.4 Servo-distribuidora <i>Bosch LVDT-DC TN6</i>	9
Figura 1.5 Ligação do cilindro ao carro móvel	10
Figura 1.6 Vista interior do RAC.	12
Figura 2.1 Representação do bloco hidráulico do caudalímetro.....	14
Figura 2.2 Sinais dos sensores do caudalímetro.....	15
Figura 2.3 Esquema eléctrico do sistema estático	17
Figura 2.4 Sinais gerados pelo microcontrolador para a medida do período	19
Figura 2.5 Diagrama de blocos do <i>Timer 5</i>	20
Figura 2.6 Representação do circuito eléctrico do <i>switch</i> electrónico.....	22
Figura 2.7 Esquema da configuração de amplificação de sinal.....	23
Figura 2.8 Esquema eléctrico implementado na nova solução.....	24
Figura 2.9 Placa existente com integração dos novos componentes.....	24
Figura 2.10 Circuito electrónico do caudalímetro.....	25
Figura 2.11 Placa de Desenvolvimento <i>EasyPIC4</i>	26
Figura 2.12 Diagrama de estados do programa desenvolvido.....	28
Figura 2.13 Circuito hidráulico utilizado nos ensaios dinâmicos do caudalímetro	30
Figura 2.14 Caudal medido vs caudal teórico (freq. 2 rad/s e amp. 185 mm).....	31
Figura 2.15 Ampliação do caudal medido vs caudal teórico (freq. 2 rad/s e amp. 185 mm)	32
Figura 2.16 Caudal medido vs caudal teórico (freq. 0.5 rad/s e amp. 200 mm).....	33
Figura 2.17 Ampliação do caudal medido vs caudal teórico (freq. 0.5 rad/s e amp. 200 mm)	33
Figura 3.1 Junção de potência genérica.....	38
Figura 3.2 Circuito hidráulico da plataforma experimental	39
Figura 3.3 Representação do sistema de simulação.....	40
Figura 3.4 Caixa de diálogo do nó hidráulico	42
Figura 3.5 Caixa de diálogo do nó mecânico.....	43
Figura 3.6 Variação da viscosidade cinemática com a temperatura	45

Figura 3.7 Caixa de diálogo do modelo de fluido hidráulico	47
Figura 3.8 Curvas características da bomba <i>Bosch Rexroth A10VSO TN28</i> (catalogo electrónico)	49
Figura 3.9 Caixa de diálogo da bomba de cilindrada fixa	51
Figura 3.10 Características da válvula <i>Bosch Rexroth ZDB 6 VA2-4X/315V</i> (catalogo electrónico)	53
Figura 3.11 Características da válvula <i>Bosch Rexroth DBD NG6</i> (catalogo electrónico)	54
Figura 3.12 Caixa de diálogo da válvula limitadora do modelo	55
Figura 3.13 Ilustração dos blocos dinâmico e estático da servo-distribuidora	57
Figura 3.14 Ilustração do andar estático da servo-distribuidora	57
Figura 3.15 Modelo dinâmico da servo-distribuidora	64
Figura 3.16 Resposta em frequência da servo-distribuidora	65
Figura 3.17 Caixa de diálogo da servo-distribuidora	65
Figura 3.18 Cilindro assimétrico	66
Figura 3.19 Curva de Stribeck	68
Figura 3.20 Exemplos de modelos estáticos	69
Figura 3.21 Câmara genérica de volume variável	71
Figura 3.22 Caixa de diálogo do modelo do cilindro	73
Figura 3.23 Caixa de diálogo do modelo de carga	74
Figura 3.24 Diagrama de blocos do controlador PID	75
Figura 3.25 Caixa de diálogo do gerador de referências	76
Figura 3.26 Representação do modelo de simulação do sistema electro-hidráulico	76
Figura 4.1 Circuito hidráulico de teste da bomba	82
Figura 4.2 Curva característica da bomba (medida e <i>fitting</i>)	83
Figura 4.3 Circuito de teste da válvula limitadora de pressão	84
Figura 4.4 Característica da válvula limitadora de pressão	85
Figura 4.5 Curva característica da válvula limitadora (pressão de calibração de 100 bar)	86
Figura 4.6 Análise da curva característica da válvula limitadora (pressão de calibração de 100 bar)	86
Figura 4.7 Circuito de teste (ganho de caudal)	87
Figura 4.8 Ganho de caudal expresso em percentagem (medido e simulado)	88
Figura 4.9 Ganho de caudal expresso em <i>l/min</i> (medido e simulado)	88
Figura 4.10 Ganho de caudal da servo-distribuidora (catálogo electrónico da <i>Bosch Rexroth</i>)	89

Figura 4.11 Ganho de caudal na posição central da servo-distribuidora.....	89
Figura 4.12 Circuito de teste (ganho de pressão)	90
Figura 4.13 Ganho de pressão (medido e simulado)	91
Figura 4.14 Ganho de pressão da servo-distribuidora (catálogo da Bosch Rexroth).....	91
Figura 4.15 Característica do ganho de pressão em meia ponte (medido e simulado)	92
Figura 4.16 Característica do caudal de fuga (medido e simulado).....	92
Figura 4.17 Diagrama de bode da válvula (abertura de 50%).....	94
Figura 4.18 Modelação dinâmica da servo-distribuidora vs curvas do fabricante.....	94
Figura 4.19 Perfil genérico de velocidade	96
Figura 4.20 Força de atrito versus velocidade (medida em regime permanente)	97
Figura 4.21 Força de atrito versus velocidade do êmbolo (medida em malha aberta).....	98
Figura 4.22 Evolução do perfil de uma trajectória elementar	101
Figura 4.23 Perfil das trajectórias de posição	102
Figura 4.24 Trajectória rápida com controlador PID (medido).....	103
Figura 4.25 Trajectória rápida com controlador PID (simulado)	103
Figura 4.26 Erro de seguimento para trajectória rápida com controlador PID.....	103
Figura 4.27 Tensão de comando para trajectória rápida com controlador PID	103
Figura 4.28 Velocidade do êmbolo para trajectória rápida com controlador PID	103
Figura 4.29 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória rápida com controlador PID	103
Figura 4.30 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória rápida com controlador PID.....	104
Figura 4.31 Pressão da fonte para trajectória rápida com controlador PID.....	104
Figura 4.32 Trajectória rápida com controlador proporcional (medido).....	104
Figura 4.33 Trajectória rápida com controlador proporcional (simulado)	104
Figura 4.34 Erro de seguimento para trajectória rápida com controlador proporcional.....	104
Figura 4.35 Tensão de comando para trajectória rápida com controlador proporcional	104
Figura 4.36 Velocidade do êmbolo para trajectória rápida com controlador proporcional	105
Figura 4.37 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória rápida com controlador proporcional	105
Figura 4.38 - Pressão da câmara B do cilindro para trajectória rápida com controlador proporcional	105
Figura 4.39 - Pressão da fonte para trajectória rápida com controlador proporcional	105
Figura 4.40 Trajectória lenta com controlador PID (medido).....	105

Figura 4.41 Trajectória lenta com controlador PID (simulado)	105
Figura 4.42 Erro de seguimento para trajectória lenta com controlador PID	106
Figura 4.43 Tensão de comando para trajectória lenta com controlador PID	106
Figura 4.44 Velocidade do êmbolo para trajectória lenta com controlador PID	106
Figura 4.45 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória lenta com controlador PID	106
Figura 4.46 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória lenta com controlador PID.....	106
Figura 4.47 Pressão da fonte para trajectória lenta com controlador PID.....	106
Figura 4.48 Trajectória lenta com controlador proporcional (medido).....	107
Figura 4.49 Trajectória lenta com controlador proporcional (simulado)	107
Figura 4.50 Erro de seguimento para trajectória lenta com controlador proporcional.....	107
Figura 4.51 Tensão de comando para trajectória lenta com controlador proporcional	107
Figura 4.52 Velocidade do êmbolo para trajectória lenta com controlador proporcional	107
Figura 4.53 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória lenta com controlador proporcional	107
Figura 4.54 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória lenta com controlador proporcional	108
Figura 4.55 Pressão da fonte para trajectória lenta com controlador proporcional.....	108
Figura 4.56 Trajectória inercial com controlador PID (medido)	108
Figura 4.57 Trajectória inercial com controlador PID (simulado)	108
Figura 4.58 Erro de seguimento para trajectória inercial com controlador PID	108
Figura 4.59 Tensão de comando para trajectória inercial com controlador PID	108
Figura 4.60 Velocidade do êmbolo para trajectória inercial com controlador PID	109
Figura 4.61 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória inercial com controlador PID	109
Figura 4.62 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória inercial com controlador PID.....	109
Figura 4.63 Pressão da fonte para trajectória inercial com controlador PID.....	109
Figura 4.64 Trajectória inercial com controlador proporcional (medido).....	109
Figura 4.65 Trajectória inercial com controlador proporcional (simulado)	109
Figura 4.66 Erro de seguimento para trajectória inercial com controlador proporcional.....	110
Figura 4.67 Tensão de comando para trajectória inercial com controlador proporcional	110
Figura 4.68 Velocidade do êmbolo para trajectória inercial com controlador proporcional	110
Figura 4.69 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória inercial com controlador proporcional	110
Figura 4.70 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória inercial com controlador proporcional	110

Figura 4.71 Pressão da fonte para trajectória inercial com controlador proporcional.....	110
Figura A - 1 Trajectória rápida com controlador PID (medido).....	124
Figura A - 2 Trajectória rápida com controlador PID (simulado)	124
Figura A - 3 Erro de seguimento para trajectória rápida com controlador PID.....	124
Figura A - 4 Tensão de comando para trajectória rápida com controlador PID	124
Figura A - 5 Velocidade do êmbolo para trajectória rápida com controlador PID	125
Figura A - 6 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória rápida com controlador PID	125
Figura A - 7 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória rápida com controlador PID	125
Figura A - 8 Pressão da fonte para trajectória rápida com controlador PID.....	125
Figura A - 9 Trajectória rápida com controlador proporcional (medido)	125
Figura A - 10 Trajectória rápida com controlador proporcional (simulado)	125
Figura A - 11 Erro de seguimento para trajectória rápida com controlador proporcional.....	126
Figura A - 12 Tensão de comando para trajectória rápida com controlador proporcional	126
Figura A - 13 Velocidade do êmbolo para trajectória rápida com controlador proporcional	126
Figura A - 14 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória rápida com controlador proporcional	126
Figura A - 15 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória rápida com controlador proporcional	126
Figura A - 16 Pressão da fonte para trajectória rápida com controlador proporcional	126
Figura A - 17 Trajectória lenta com controlador PID (medido).....	127
Figura A - 18 Trajectória lenta com controlador PID (simulado)	127
Figura A - 19 Erro de seguimento para trajectória lenta com controlador PID	127
Figura A - 20 Tensão de comando para trajectória lenta com controlador PID	127
Figura A - 21 Velocidade do êmbolo para trajectória lenta com controlador PID	127
Figura A - 22 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória lenta com controlador PID	127
Figura A - 23 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória lenta com controlador PID.....	128
Figura A - 24 Pressão da fonte para trajectória lenta com controlador PID.....	128
Figura A - 25 Trajectória lenta com controlador proporcional (medido).....	128
Figura A - 26 Trajectória lenta com controlador proporcional (simulado)	128
Figura A - 27 Erro de seguimento para trajectória lenta com controlador proporcional.....	129
Figura A - 28 Tensão de comando para trajectória lenta com controlador proporcional	129

Figura A - 29 Velocidade do êmbolo para trajectória lenta com controlador proporcional	129
Figura A - 30 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória lenta com controlador proporcional	129
Figura A - 31 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória lenta com controlador proporcional	129
Figura A - 32 Pressão da fonte para trajectória lenta com controlador proporcional	129
Figura A - 33 Trajectória inercial com controlador PID (medido)	130
Figura A - 34 Trajectória inercial com controlador PID (simulado)	130
Figura A - 35 Erro de seguimento para trajectória inercial com controlador PID	130
Figura A - 36 Tensão de comando para trajectória inercial com controlador PID	130
Figura A - 37 Velocidade do êmbolo para trajectória inercial com controlador PID	130
Figura A - 38 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória inercial com controlador PID	130
Figura A - 39 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória inercial com controlador PID	131
Figura A - 40 Pressão da fonte para trajectória inercial com controlador PID	131
Figura A - 41 Trajectória inercial com controlador proporcional (medido)	131
Figura A - 42 Trajectória inercial com controlador proporcional (simulado)	131
Figura A - 43 Erro de seguimento para trajectória inercial com controlador proporcional	131
Figura A - 44 Tensão de comando para trajectória inercial com controlador proporcional	131
Figura A - 45 Velocidade do êmbolo para trajectória inercial com controlador proporcional	132
Figura A - 46 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória inercial com controlador proporcional ..	132
Figura A - 47 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória inercial com controlador proporcional ..	132
Figura A - 48 Pressão da câmara fonte para trajectória inercial com controlador proporcional	132
Figura A - 49 Trajectória rápida com controlador PID (medido)	134
Figura A - 50 Trajectória rápida com controlador PID (simulado)	134
Figura A - 51 Erro de seguimento para trajectória rápida com controlador PID	134
Figura A - 52 Tensão de comando para trajectória rápida com controlador PID	134
Figura A - 53 Velocidade do êmbolo para trajectória rápida com controlador PID	134
Figura A - 54 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória rápida com controlador PID	134
Figura A - 55 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória rápida com controlador PID	135
Figura A - 56 Pressão da fonte para trajectória rápida com controlador PID	135
Figura A - 57 Trajectória rápida com controlador proporcional (medido)	135
Figura A - 58 Trajectória rápida com controlador proporcional (simulado)	135

Figura A - 59 Erro de seguimento para trajectória rápida com controlador proporcional.....	135
Figura A - 60 Tensão de comando para trajectória rápida com controlador proporcional	135
Figura A - 61 Velocidade do êmbolo para trajectória rápida com controlador proporcional	136
Figura A - 62 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória rápida com controlador proporcional	136
Figura A - 63 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória rápida com controlador proporcional	136
Figura A - 64 Pressão da fonte para trajectória rápida com controlador proporcional	136
Figura A - 65 Trajectória lenta com controlador PID (medido).....	136
Figura A - 66 Trajectória lenta com controlador PID (simulado)	136
Figura A - 67 Erro de seguimento para trajectória lenta com controlador PID	137
Figura A - 68 Tensão de comando para trajectória lenta com controlador PID	137
Figura A - 69 Velocidade do êmbolo para trajectória inercial com controlador PID	137
Figura A - 70 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória lenta com controlador PID.....	137
Figura A - 71 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória lenta com controlador PID.....	137
Figura A - 72 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória lenta com controlador PID.....	137
Figura A - 73 Trajectória lenta com controlador proporcional (medido).....	138
Figura A - 74 Trajectória lenta com controlador proporcional (simulado)	138
Figura A - 75 Erro de seguimento para trajectória lenta com controlador proporcional.....	138
Figura A - 76 Tensão de comando para trajectória lenta com controlador proporcional	138
Figura A - 77 Velocidade do êmbolo para trajectória lenta com controlador proporcional.....	138
Figura A - 78 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória lenta com controlador proporcional	138
Figura A - 79 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória lenta com controlador proporcional	139
Figura A - 80 Pressão da fonte para trajectória lenta com controlador proporcional	139
Figura A - 81 Trajectória inercial com controlador PID (medido).....	139
Figura A - 82 Trajectória inercial com controlador PID (simulado)	139
Figura A - 83 Erro de seguimento para trajectória inercial com controlador PID	139
Figura A - 84 Tensão de comando para trajectória inercial com controlador PID	139
Figura A - 85 Velocidade do êmbolo para trajectória inercial com controlador PID	140
Figura A - 86 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória inercial com controlador PID	140
Figura A - 87 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória inercial com controlador PID.....	140
Figura A - 88 Pressão da fonte para trajectória inercial com controlador PID.....	140

Figura A - 89 Trajectória inercial com controlador proporcional (medido).....	140
Figura A - 90 Trajectória inercial com controlador proporcional (simulado)	140
Figura A - 91 Erro de seguimento para trajectória inercial com controlador proporcional.....	141
Figura A - 92 Tensão de comando para trajectória inercial com controlador proporcional	141
Figura A - 93 Velocidade do êmbolo para trajectória inercial com controlador proporcional	141
Figura A - 94 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória inercial com controlador proporcional ..	141
Figura A - 95 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória inercial com controlador proporcional ..	141
Figura A - 96 Pressão da fonte para trajectória inercial com controlador proporcional	141

Índice de tabelas

Tabela 2.1 Valores de frequências e caudais associados a cada uma das escalas.....	28
Tabela 3.1 Analogia Força-corrente vs Analogia Força-Tensão.....	36
Tabela 3.2 Causalidade Integral vs Causalidade Derivada	37
Tabela 4.1 Parâmetros de entrada do fluido hidráulico	79
Tabela 4.2 Parâmetros de entrada do nó hidráulico 1.....	80
Tabela 4.3 Parâmetros de entrada do nó hidráulico 2.....	80
Tabela 4.4 Parâmetros de entrada do nó hidráulico 3.....	81
Tabela 4.5 Parâmetros de entrada do nó mecânico	81
Tabela 4.6 Parâmetros de entrada da bomba.....	84
Tabela 4.7 Parâmetros de entrada da válvula limitadora de pressão	86
Tabela 4.8 Parâmetros estáticos da servo-distribuidora.....	93
Tabela 4.9 Parâmetros do modelo da servo-distribuidora.....	95
Tabela 4.10 Parâmetros físicos do cilindro.....	95
Tabela 4.11 Parâmetros estáticos do modelo de <i>LuGre</i> (medidos em regime permanente).....	97
Tabela 4.12 Parâmetros estáticos do modelo de <i>LuGre</i> (<i>estimados em malha aberta</i>)	99
Tabela 4.13 Parâmetros de simulação do modelo de <i>Lugre</i>	99
Tabela 4.14 Parâmetros dos controladores	100

Introdução geral

Os sistemas hidráulicos pelas características que apresentam, nomeadamente a possibilidade de exercerem enormes forças, de fornecerem potência instantânea elevada, e pela sua fiabilidade, permitem a sua aplicação num alargado universo de aplicações. Desde as indústrias de manufatura e maquinaria pesada, até aos segmentos sociais, que incluem as aplicações agrícolas ou mais recentemente as urbanas, individuais ou colectivas.

Por outro lado, a crescente evolução tecnológica da electrónica e dos componentes hidráulicos, que se verificou ao longo dos tempos, fez com que se progredisse dos componentes mecânico-hidráulicos até aos sistemas electro-hidráulicos, contribuindo para melhorar o seu desempenho e acrescentar novas funcionalidades aos sistemas hidráulicos tradicionais. Apesar disso, o projecto de sistemas hidráulicos é ainda hoje, muito baseado na tradição e experiência, o que aliado à crescente complexidade dos sistemas hidráulicos modernos, pode levar a comportamentos inesperados e a erros de projecto. Sendo que, muitos destes problemas se devem à especificidade da hidráulica, que constitui um campo de conhecimento intrinsecamente interdisciplinar, onde se faz apelo a diferentes ramos da ciência, como a mecânica dos fluidos, a tribologia, a electrónica, a informática e a automação e controlo. Desta forma, a aplicação da hidráulica em sistemas de precisão torna-se muito difícil, em consequência da complexidade e da natureza não linear a ela associada.

As não linearidades presentes nos sistemas hidráulicos têm como origem variadíssimos factores, tais como, o atrito induzido pelas características dos vedantes e guiamentos nos actuadores, a natureza laminar ou turbulenta dos escoamentos, as forças de caudal induzidas pelo escoamento de fluido na gaveta de uma servo-distribuidora ou os óleos cujas propriedades variam com a pressão e a temperatura. Devido a estas dinâmicas complexas, os algoritmos de controlo mais tradicionais podem levar a desempenhos incompatíveis com o caderno de encargos de determinada aplicação, pelo que pode surgir a necessidade de se partir para uma teoria de controlo mais complexa,

como são exemplo, os controladores *CRONE* (acrónimo de *commande robuste d'ordre non entier* - controlo robusto de ordem não inteira) [1] ou os controladores por redes neuronais [2]. Contudo, a sincronização ou desenvolvimento destes algoritmos de controlo, numa plataforma hidráulica, pode não ser a metodologia mais adequada, quer pelo custo elevado dos componentes hidráulicos ou por razões de segurança, dado o carácter inesperado de determinada ocorrência. Ainda assim, é de extrema importância avaliar as mais-valias ou defeitos de determinado algoritmo de controlo, pelo que se torna imperioso o uso de outras ferramentas, como a simulação em computador ou o recurso a protótipos físicos [3]. De entre as soluções apresentadas, a simulação em computador apresenta uma série de mais-valias, das quais se destacam: o custo reduzido, a elevada flexibilidade e o tempo de simulação.

Porém, as aplicações de *software* de simulação existentes no mercado, nem sempre se adequam a todos os sistemas. Estes fundamentam-se na reprodução de fenómenos físicos complexos de um componente genérico, que se pode assemelhar mais ou menos ao componente que o utilizador pretende simular.

Essa metodologia, leva então à utilização de parâmetros de difícil acesso ou averiguação, como por exemplo, o diâmetro e geometria da gaveta de uma servo-distribuidora ou a constante de rigidez da sua mola. Por outro lado, pode dar-se ainda o caso de o componente desejado não existir na biblioteca de modelos.

A dissertação que aqui se apresenta, tem então a finalidade de desenvolver um modelo, que simule o comportamento, do sistema electro-hidráulico existente no Laboratório de Óleo-hidráulica do Departamento de Engenharia Mecânica da FEUP. Para tal, é necessário construir o modelo matemático que reproduza o comportamento de cada um dos componentes que integram o sistema. Os referidos componentes são: uma bomba de cilindrada variável, um válvula limitadora de pressão, um acumulador, uma servo-distribuidora e um actuador linear de duplo efeito simétrico que movimenta, num plano horizontal, uma carga inercial.

Dada a característica complexa e a natureza fortemente não linear dos sistemas hidráulicos, os modelos que se apresentam são todos de índole semi-empírica. Não só pelas razões acima mencionadas, mas principalmente pela procura de modelos facilmente parametrizáveis através das curvas características fornecidas pelo fabricante ou obtidas laboratorialmente. Por outro lado, o trabalho que aqui se apresenta pretende ter um

carácter mais abrangente, tendo como objectivo a construção de uma biblioteca de modelos.

Apesar da índole semi-empírica dos modelos, este trabalho, foi realizado com o propósito de que os modelos fossem uma representação aproximada da realidade. Assim, com o intuito de avaliar o desempenho do modelo desenvolvido, o sistema foi simulado no seguimento de várias trajectórias de posição, sendo os seus resultados comparados posteriormente com os dos respectivos ensaios laboratoriais. No entanto, para averiguar as características reais de cada um dos componentes e obter os parâmetros dos respectivos modelos, diversos ensaios foram previamente realizados.

Outra vertente do presente trabalho, é o acondicionamento de sinal do transdutor de caudal existente, que permite avaliar algumas das características acima mencionadas. Este objectivo surge, na medida em que o caudalímetro existente não satisfazia as especificações necessárias. O seu acondicionamento pretendeu então dotar o sistema de capacidade de medição dinâmica, aumentando a sua frequência de amostragem e consequentemente a sua precisão.

Objectivos

Este trabalho tem como objectivo principal, o desenvolvimento de um modelo de simulação que reproduza o comportamento de um sistema electro-hidráulico existente no Laboratório de Óleo-hidráulica, do Departamento de Engenharia Mecânica da FEUP. Para isso, pretende-se elaborar o modelo matemático dos seguintes componentes:

- bomba de cilindrada fixa
- válvula limitadora de pressão
- acumulador
- servo-distribuidora
- actuador linear de duplo efeito simétrico

Como ferramenta de desenvolvimento e parametrização dos modelos do sistema de simulação, pretende-se também o desenvolvimento de uma nova solução de condicionamento de sinal do transdutor de caudal. Com isto, pretende-se dotar o sistema

de capacidade de medição dinâmica, aumentando assim a sua frequência de amostragem e consequentemente a sua precisão dinâmica.

Estrutura do relatório

Após uma introdução e definição dos objectivos, a presente dissertação encontra-se disposta ao longo de cinco capítulos.

No Capítulo 1 é apresentado o sistema hidráulico, bem como a estrutura informática associada ao sistema hidráulico.

No Capítulo 2 é introduzida a problemática associada ao caudalímetro, descrita a nova solução de condicionamento de sinal e apresentados os resultados de um conjunto de ensaios realizados com o intuito de averiguar o seu desempenho.

No Capítulo 3 é descrita a arquitectura do sistema, expostos os modelos do sistema hidráulico e apresentado o modelo global do sistema de simulação implementado em *Matlab-Simulink*.

No Capítulo 4 são parametrizados todos os modelos, descreve-se o procedimento de ensaio e simulação, apresentam-se os resultados experimentais e de simulação, e por fim, é realizada uma análise dos resultados e discutidas as questões relevantes.

No quinto e último Capítulo são apresentadas as conclusões e algumas perspectivas de trabalho futuro.

1. Descrição do Sistema Electro-hidráulico

O objectivo deste capítulo é a descrição do sistema electro-hidráulico que serve de base à execução deste projecto. Começa-se por descrever a composição de um sistema electro-hidráulico genérico e em seguida é feita a descrição dos elementos de base da parte operativa da plataforma experimental (o sistema electro-hidráulico) e da parte de comando (interface e estrutura informática).

1.1 Estrutura geral

Um sistema electro-hidráulico (como o que temos disponível nas instalações da FEUP) é no essencial composto por:

- Um sistema a controlar;
- Um órgão modulador de potência;
- Uma fonte de energia;
- Um actuador;
- Uma cadeia de medição composta por transdutores e respectiva electrónica de condicionamento de sinal;
- Um calculador numérico.

Dessa forma, a figura 1.1 representa, de maneira geral, a constituição de um sistema electro-hidráulico, pondo em evidência os diferentes elementos de base que o constituem, assim como os diferentes andares de potência.

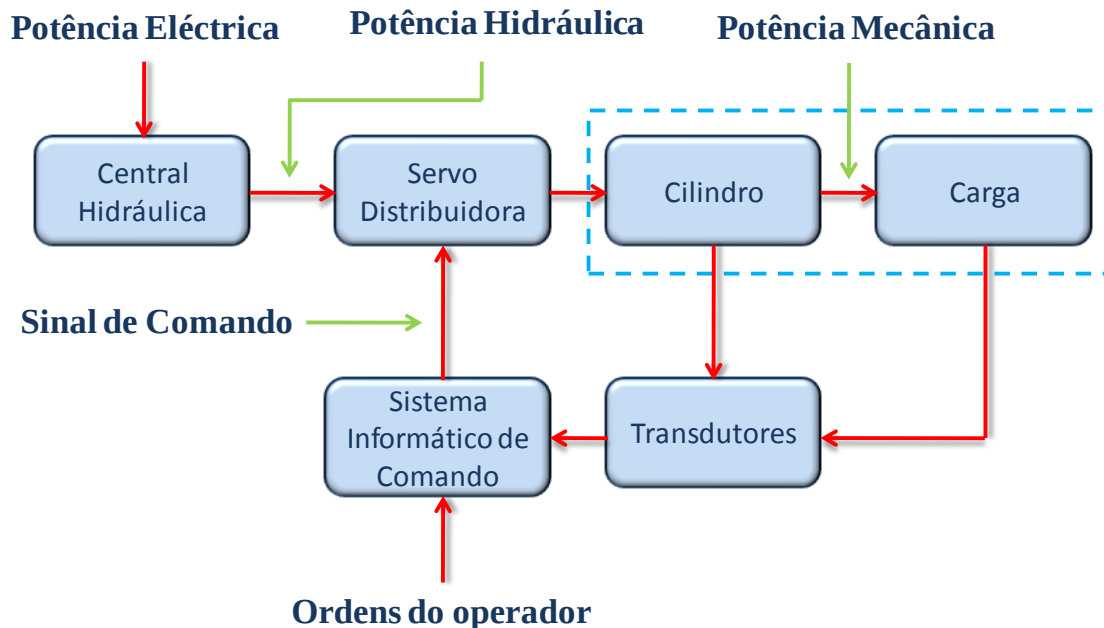


Figura 1.1 Estrutura geral de um sistema electro-hidráulico

A instalação é constituída por uma *central hidráulica* que fornece potência hidrostática a pressão constante a uma *servo-distribuidora* (fonte de pressão), esta modula a potência hidráulica que lhe é fornecida e transmite-a ao *cilindro*. A modulação é feita através da variação das secções de passagem do fluido devido à variação do sinal de controlo enviado pelo *sistema informático*.

O *cilindro* transforma a potência hidráulica em potência mecânica de modo a movimentar a carga.

O *sistema informático* gera um sinal de comando em função do algoritmo de controlo implementado, das diferentes ordens do operador e dos sinais recebidos dos *transdutores*.

1.2 Descrição dos diferentes componentes

Para operar um determinado sistema electro-hidráulico, é necessário o conhecimento das características dos componentes que o constituem assim como a sua interligação. Na figura 1.2, pode-se observar uma representação esquemática do sistema electro-hidráulico.

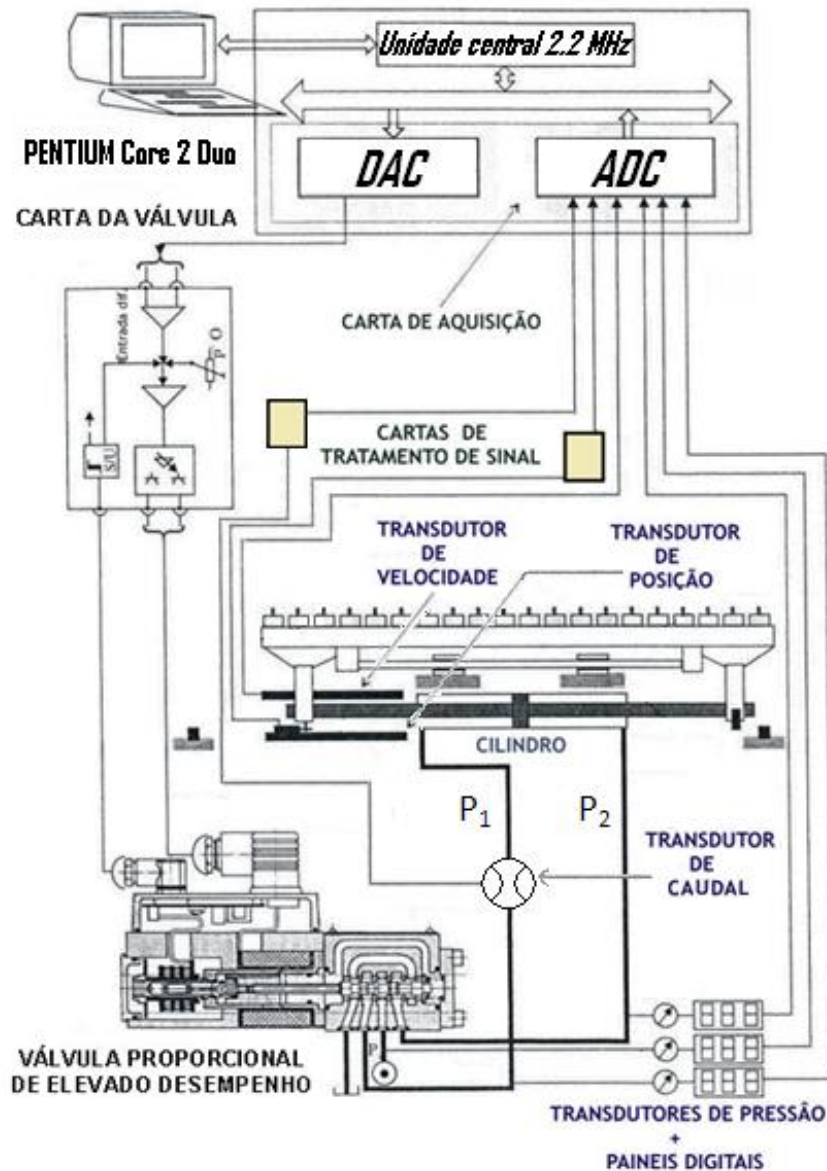


Figura 1.2 Dispositivo experimental

1.2.1 Fonte Hidráulica

A bomba que faz parte da fonte hidráulica, é uma bomba de pistões axiais de prato inclinado com cilindrada variável, *Brueninghaus-Hydromatik A10VSO TN28* ($C_b = 28 \text{ cm}^3/\text{rot}$), comandada por ordem exterior eléctrica e accionada a 1435 rot/min , transforma a energia mecânica do motor eléctrico em energia hidráulica. A cilindrada é ajustada para um valor constante, dependendo do caudal requerido na aplicação, com o objectivo de reduzir o caudal desviado pela limitadora, evitando desta forma que o fluido atinja temperaturas elevadas. A pressão da fonte é ajustada por um elemento lógico, de relação de áreas 1:1 e TN16, pilotado por uma válvula limitadora de pressão, necessário

para fazer face ao caudal desviado cujo valor é incompatível com uma válvula de um só andar. Um acumulador com capacidade de 1 dm^3 reduz a pulsação da fonte e o golpe de aríete aquando da comutação rápida da servo-distribuidora e inversão brusca do sentido do movimento da carga. Desta forma consegue-se disponibilizar o fluido hidráulico a uma pressão p_s sensivelmente constante. A potência hidráulica não convertida em potência mecânica provoca uma produção de calor, originando um aumento de temperatura no fluido incompatível com o bom funcionamento do sistema. A existência de uma dependência das propriedades físicas e termodinâmicas do fluido com a temperatura conduz a problemas de modelação e a uma deterioração do fluido com o excesso de temperatura. De modo a evitar estes problemas, torna-se imperioso que a temperatura seja mantida praticamente constante em todas as condições de funcionamento. Para isso, está implementado um circuito auxiliar de refrigeração (permutador de calor ar-óleo), com vista a manter o óleo sensivelmente à temperatura de 50°C . Na figura 1.3, pode se observar o circuito hidráulico da fonte de alimentação.

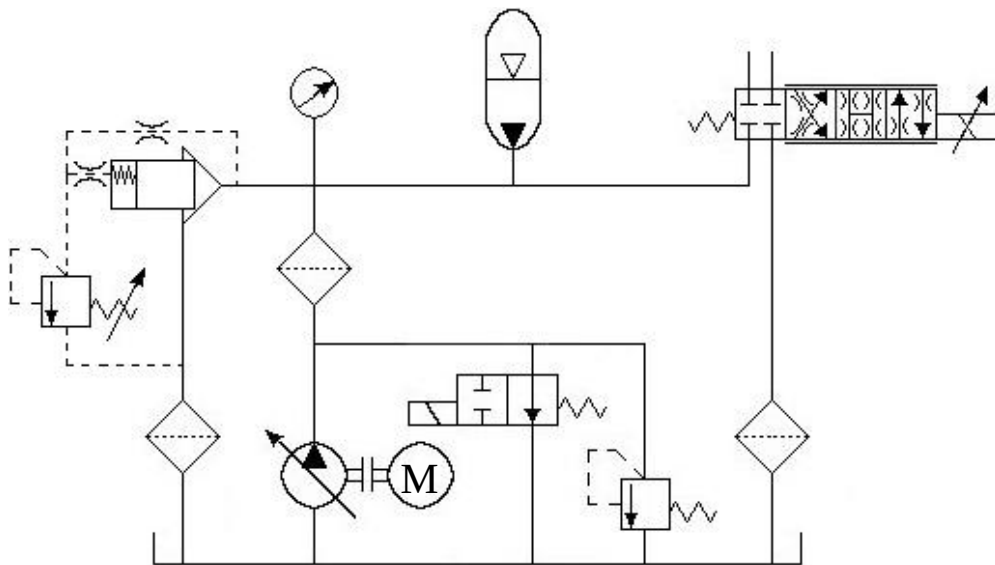


Figura 1.3 Fonte de alimentação hidráulica

1.2.2 Servo-Distribuidora

A servo-distribuidora *Bosch LVDT-DC TN6* é responsável pelo controlo da posição/velocidade da carga. É constituída por uma gaveta móvel que se desloca no interior de uma camisa em aço, um electroímã proporcional com transdutor de posição integrado e uma mola de centragem conforme se pode ver na figura 1.4. Trata-se de uma válvula de elevado desempenho com 4 orifícios, 3 posições, centro fechado e comando directo, que possui uma posição adicional de segurança, de tipo centro fechado.

Apresenta uma largura de banda, para variações do sinal de entrada de $\pm 5 \%$, que ronda os 130 Hz. Para uma pressão nominal de 35 bar, por orifício, fornece um caudal nominal de 24 l/m.

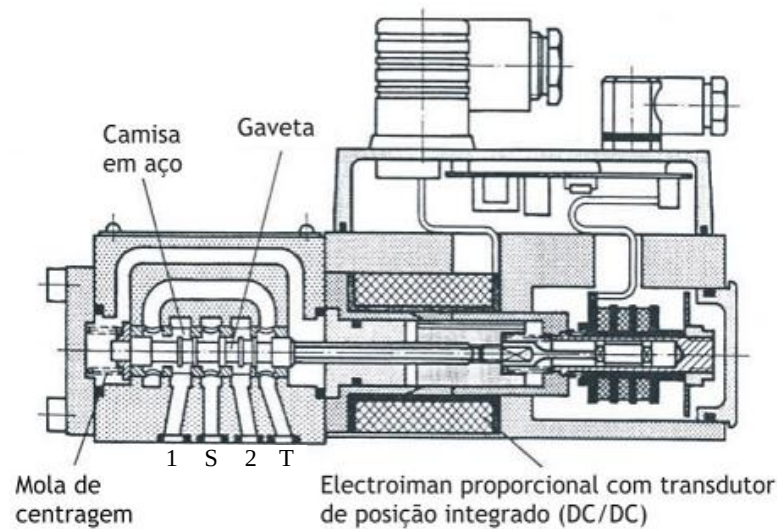


Figura 1.4 Servo-distribuidora Bosch LVDT-DC TN6

A servo-distribuidora está associada a uma carta electrónica de comando que lhe envia um sinal em corrente, proporcional ao sinal de comando em tensão, compreendido entre -10 V e $+10 \text{ V}$. A gaveta é accionada pelo electroíman que trabalha contra a mola. Do resultado destas duas forças contrárias, resulta o posicionamento da gaveta que condiciona as quatro áreas dos orifícios de passagem do fluido hidráulico. A carta electrónica assegura o funcionamento de aquisição da posição da gaveta e de amplificação de potência para a alimentação em corrente da bobine do electroíman. O amplificador de potência trabalha em modulação de largura de impulsos (*PWM*) e está equipado com estágios de excitação e desexcitação ultra rápidos. O feedback da posição da gaveta da válvula, permite melhorar a linearidade, a precisão e a resposta dinâmica no posicionamento da gaveta e diminuir os efeitos de forças perturbadoras e histerese.

1.2.3 Cilindro/Carga

O actuador responsável pelo accionamento da carga inercial é um cilindro de duplo efeito simétrico, cuja construção tem a particularidade de não estar vocacionada para servo-controlo. Dispõe de vedações dinâmicas, realizadas por meio de vedantes de tipo labial, que introduzem forças de atrito responsáveis pela absorção de uma parte não desprezável da força hidráulica disponível. Construído com um curso de 508 mm, tem um diâmetro de êmbolo de 50 mm e um diâmetro de haste de 36 mm.

O carro que suporta as massas está rigidamente ligado à haste do cilindro, movimentando-se sobre guias através de luvas de deslizamento axial de muito baixo atrito que, conjuntamente com as restantes partes móveis, perfazem 100 kg . Sobre o carro, é possível dispor, até um máximo 20 massas de 10 kg cada, fazendo uma carga inercial máxima de 300 kg . O deslocamento do carro está limitado por detectores eléctricos de fim de curso, para protecção dos órgãos mecânicos e instrumentação. Na figura 1.5, pode-se observar a representação esquemática da ligação do cilindro às guias de deslizamento e carro móvel.

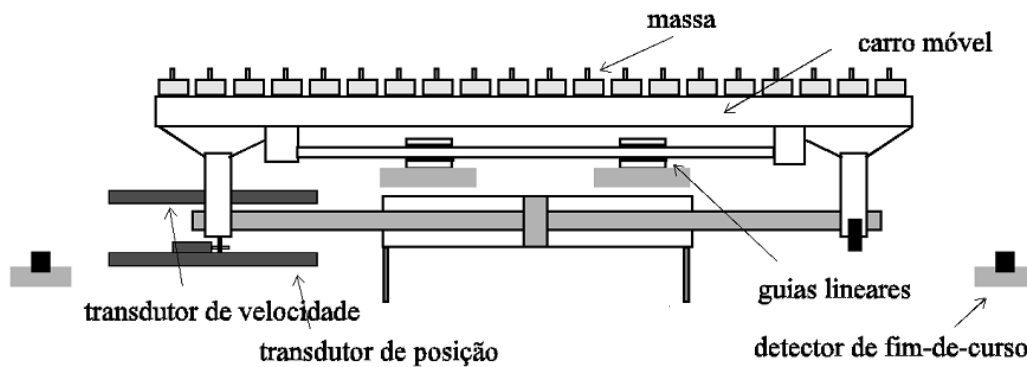


Figura 1.5 Ligação do cilindro ao carro móvel

1.2.4 Transdutores

A instalação experimental está equipada com seis transdutores, que fornecem as informações das várias grandezas necessárias à supervisão e aos diferentes algoritmos de controlo. Assim, a posição da carga é obtida por meio de um transdutor de posição linear *Festo* (ref: *MLO-POT-500-TLF*) do tipo potenciométrico, com curso eléctrico de 520 mm e que, associado ao condicionamento de sinal, disponibiliza um sinal de saída em tensão de $\pm 10\text{ V}$. Para monitorar as pressões nas câmaras do cilindro e a pressão da fonte de alimentação de óleo, o dispositivo dispõe de três transdutores de pressão relativa *HYDAC-Electronique* (referência *HDA 3000*) de tecnologia piezoresistiva, com uma gama de pressão de $0\text{--}300\text{ bar}$, precisão igual a 0.5% FS e um sinal de saída de $4\text{ a }20\text{ mA}$ que, associados ao seu condicionamento de sinal *HYDAC-Electronique* (referência *HDA 5001*), disponibilizam um sinal em tensão de $0\text{ a }10\text{ V}$. No sentido de medir a velocidade da carga, o dispositivo dispõe, também, de um transdutor de velocidade linear indutivo *Schaevitz* (referência *7L20 VT-Z*), de sensibilidade 4.8 mV/(mm/s) e linearidade igual a $\pm 1\%$ da saída, que gera um sinal em tensão proporcional à velocidade de deslocamento. Por fim, com o intuito de medir caudal, existe um transdutor de caudal baseado no

funcionamento do caudalímetro *FM 10-01-2201-02*, que tem como particularidade o facto da sua interface com computador ter sido desenvolvida por alunos da disciplina de *Laboratórios de automação*.

1.2.5 Estrutura informática

O sistema de comando e aquisição está implementado num computador *PENTIUM Core 2 Duo* a *2.2 MHz*, no qual está montada uma carta de aquisição *ISA* da *Keithley MetraByte Corporation* e referência *DAS 1601*. Esta assegura a ligação ao computador dos sinais analógicos provenientes dos transdutores e do sinal de comando enviado à servo-distribuidora. A carta de aquisição tem essencialmente um conversor analógico-digital de *12 bits*, dois conversores digital-analógico de *12 bits*, sendo um deles utilizado para o sinal de comando.

O programa de controlo tempo real é realizado recorrendo ao módulo *Real Time Windows Target* disponível na aplicação *Matlab-Simulink* da *Mathworks*. Este permite, com grande flexibilidade, o ajuste dos parâmetros do controlador e a monitorização dos sinais enquanto corre a aplicação de tempo real. A carta de aquisição e o algoritmo de controlo são inteiramente programáveis, em *Simulink*, recorrendo a uma linguagem de alto nível, do tipo diagrama de blocos, construído na aplicação *Simulink*. O módulo *Real Time Workshop (RTW)* permite converter, automaticamente, os modelos criados em *Simulink*, em linguagem de programação *C* para execução em tempo real. O código *C* é gerado por uma ferramenta designada *Target Language Compiler (TLC)*, que funciona como processador de texto, a partir de uma forma intermédia do modelo em *Simulink* (*.rtw*) e dos ficheiros *target* (*.tlc*). O controlo e monitorização é obtido através do *Simulink*, a funcionar em modo externo, ou pelo *Matlab* através de mecanismos de comunicação com o *Simulink*. Este modo permite a comunicação directa com a kernel tempo real, sendo utilizada para iniciar e parar a aplicação tempo real, alterar os parâmetros, possibilitar o armazenamento e a visualização de dados. Esta base de hardware e software permite a flexibilidade necessária para a utilização da instalação, nas tarefas que se pretendem executar, de uma forma muito cómoda e rápida. A execução tempo real é realizada a uma frequência de *500Hz*, o que está de acordo com a capacidade da carta, e permite para além do armazenamento em disco dos diferentes sinais provenientes dos transdutores, visualizar a sua evolução no monitor.

1.2.6 RACK

O *RACK* é o receptáculo que permite alojar os diversos componentes de condicionamento de sinal, como se pode ver na figura 1.6. Este serve de interface com os transdutores, a servo-distribuidora e a placa de aquisição.

O *RACK* é globalmente, constituído por: fontes de alimentação, carta de condicionamento de sinal de posição e velocidade, a carta electrónica do transdutor de caudal, a carta electrónica da servo-distribuidora e a placa de terminais.

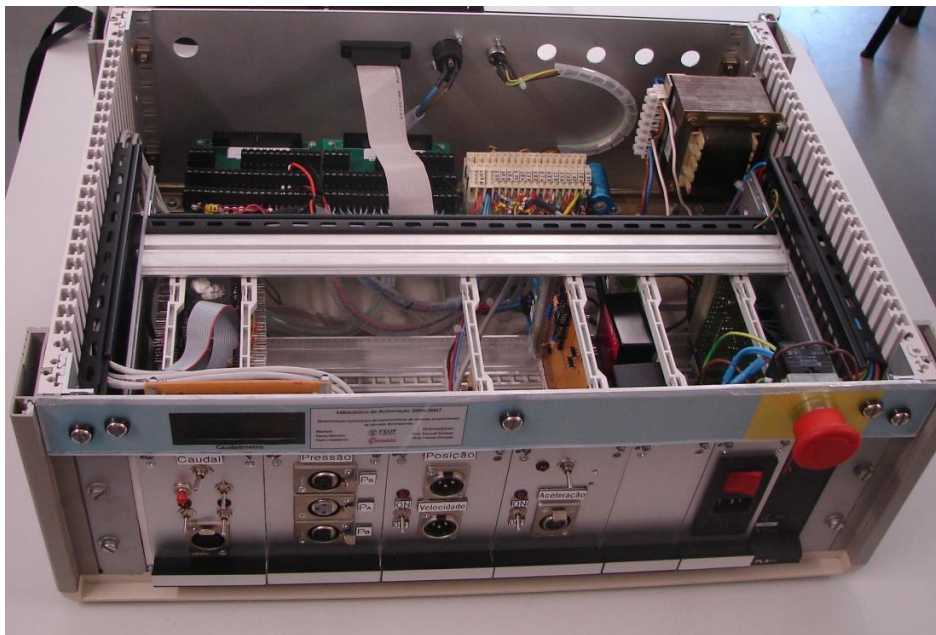


Figura 1.6 Vista interior do RACK.

Os transdutores são alimentados por sinais em tensão provenientes do *RACK*, enviando posteriormente informação ao *RACK*. Esta informação é enviada às placas de condicionamento de sinal (quando necessário) e posteriormente enviada à placa de terminais estando assim à disposição da carta de aquisição. As cartas de condicionamento de sinal são alimentadas por uma fonte de alimentação estabilizada, dado que os sinais que passam nas cartas são pequenos e por isso mais susceptíveis ao ruído.

No caso da servo-distribuidora, a informação provém das instruções de comando do computador passando pela placa de terminais. De seguida, o sinal é enviado à carta electrónica da servo-distribuidora que o converte em corrente de modo a controlar a servo-distribuidora. Finalmente, é de referir que a carta electrónica da servo-distribuidora é alimentada a 24V DC.

2. Transdutor de Caudal

Para medir grandezas físicas tais como posição, velocidade, aceleração, pressão ou caudal são necessários transdutores. Estes, têm como função, traduzir essas mesmas grandezas num sinal capaz de ser lido e avaliado externamente, por exemplo, por um *PC*. Usualmente um transdutor é caracterizado pelo uso de sensores que reproduzem a variável a medir sob a forma de tensão ou corrente eléctrica.

Assim, no presente capítulo é apresentada uma nova solução de sensorização e condicionamento de sinal do transdutor de caudal, usado no decurso dos variados ensaios que se realizaram neste projecto. Para isso, começa-se por enunciar os objectivos da nova solução. Será descrito o princípio de funcionamento do caudalímetro e feita uma breve alusão à solução anterior. Segue-se a descrição da nova solução de condicionamento de sinal bem como a programação do microcontrolador. Em seguida, é proposto um teste para a avaliação do desempenho do novo sistema e comentados os resultados obtidos. Por fim, é feita uma breve conclusão ao capítulo.

2.1 Objectivos

A solução anterior reproduzia o condicionamento de sinal de um sistema comercial (referência *FM 10-01-2201-02*), sendo composta por dois módulos independentes, na qual se fazia uso de elementos discretos no primeiro caso, e um segundo mais flexível baseado no uso de microcontroladores.

O objectivo da nova solução é o de possibilitar a realização de medições de caudal (ensaios), onde a questão dinâmica prevaleça em relação à estática. Deste modo, o recondicionamento do transdutor de caudal basear-se-á no segundo módulo, substituindo-se o microcontrolador por outro com características mais adequadas, de forma a aumentar a frequência de amostragem.

Por conveniência, de agora em diante, a solução antiga é designada por sistema estático, enquanto a nova é designada por sistema dinâmico.

2.2 Constituição/Princípio de funcionamento

O transdutor usado neste projecto é o VC BKP2 S61 de tamanho nominal 1, fabricado pela *Kracht Volutronic* e apresenta como principais características:

- Volume entre dentes de 1.036 cm^3 ;
- Precisão de $\pm 0.3 \%$ e linearidade de $\pm 0.1 \%$ no volume entre dentes;
- Caudal nominal de 40 l/min ;
- Caudal de pico de valor igual a 63 l/min ;
- Erro máximo de 0.5% de leitura (viscosidade igual a $33 \text{ mm}^2/\text{s}$).

O transdutor apresentado pode ser decomposto em dois blocos: o hidráulico e o eléctrico/electrónico.

O bloco hidráulico é composto por duas rodas dentadas, sendo estas movidas pelo fluido hidráulico que as percorre mediante uma baixa perda de carga (princípio semelhante ao de um motor hidráulico de engrenagens exteriores). Sobre as rodas existem dois sensores (*A* e *B*), que permitem a aquisição de sinal inerente à medição do caudal. Os sinais provenientes dos sensores *A* e *B* são então, enviados para uma unidade de pré condicionamento de sinal, que tem como função a conversão desses sinais em sinais de onda quadrada. Como se observa na figura 2.1, os sensores estão colineares com o plano formado pelos eixos das duas rodas. Assim, como consequência do engrenamento, enquanto o sensor *A* detecta a passagem de um dente, o sensor *B* está colocado sobre um espaço entre dentes, o que implica a produção de sinais desfasados de 90° entre si.

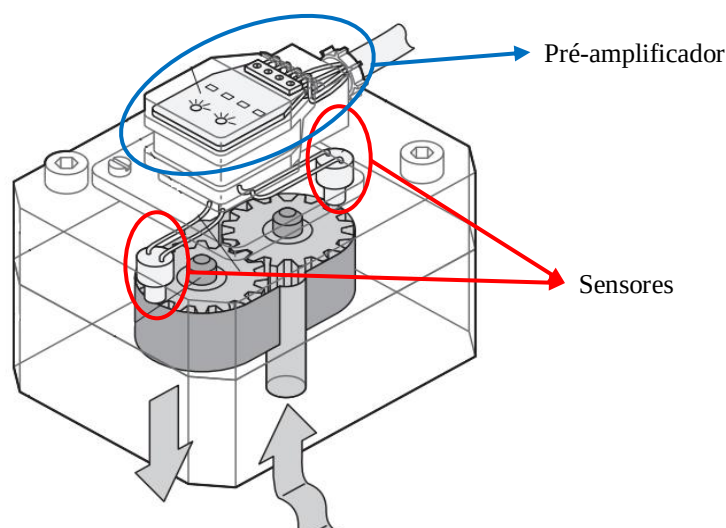


Figura 2.1 Representação do bloco hidráulico do caudalímetro

O bloco eléctrico/electrónico é constituído por todo o sistema de condicionamento de sinal. As suas entradas são os sinais provenientes do pré-amplificador, pelo que, ao período do sinal gerado por cada um dos sensores, corresponde o volume geométrico entre dentes, como se encontra realçado na figura 2.2.

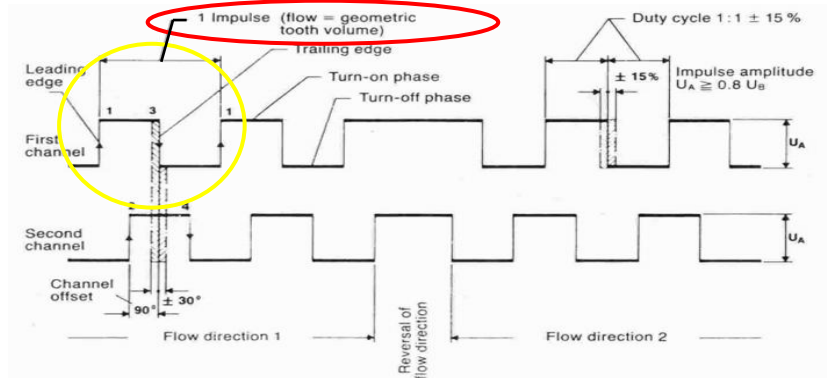


Figura 2.2 Sinais dos sensores do caudalímetro

Após a entrada destes sinais no bloco eléctrico/electrónico, estes são enviados a um microcontrolador, que mede o seu período e o converte em frequência. Por forma, a fazer corresponder esse sinal num valor de caudal, é utilizada a equação 2.1, disponibilizada pelo fabricante do “bloco hidráulico”.

$$q = \frac{V_{ed} \cdot f \cdot 60}{1000} \text{ l/min} \quad (2.1)$$

Onde V_{ed} representa o volume geométrico entre dentes e f a frequência medida.

Em último lugar da cadeia encontra-se um elemento que converte o sinal digital proveniente do microcontrolador num sinal analógico, de modo a que este possa ser lido pela carta de aquisição de dados instalada no *PC*.

2.3 Circuito electrónico implementado no sistema estático

O circuito electrónico estático é globalmente composto por dois módulos/placas electrónicas. O primeiro módulo, mais antigo, é composto por elementos discretos e dispõe de duas escalas de medição. A primeira é responsável pela leitura de baixos caudais (0.01 até 1 l/min) e a segunda pela leitura de caudais mais altos (1 até 40 l/min), sendo a selecção das escalas efectuada pela actuação de um botão biestável. O segundo módulo, mais recente, baseado na tecnologia dos microcontroladores, tem já a capacidade

de efectuar medições em toda a gama de caudais, apresentando no entanto, um período de amostragem igual a um segundo.

Tendo em conta os objectivos apresentados, as características anteriormente descritas e a tecnologia de cada um dos módulos, optou-se por partir do segundo módulo para o acondicionamento do transdutor de caudal.

Sendo assim, passar-se-á a descrever em pormenor o segundo módulo do sistema estático.

O módulo é composto essencialmente por um *buffer*, um conversor de quadratura, um microcontrolador, um *DAC*, um amplificador operacional e um *LCD*. O primeiro elemento desta cadeia é o *buffer* (referência *CD4010BE*), que é responsável pela estabilização do sinal, em seguida encontra-se o conversor de quadratura (referência *LS 7084*), que junta os dois sinais (provenientes dos sensores) num só, tendo este quatro vezes a frequência original. Por outro lado este componente é também responsável pela determinação da fase do sinal, o que corresponde ao sentido de circulação do caudal.

Após a passagem pelo conversor, o sinal é recebido no microcontrolador (referência *PIC 18LF4550*) para se proceder à sua leitura. Para isso, o microcontrolador cria *interrupts* (eventos) a cada transição ascendente/descendente, sendo estes eventos contados ao longo de um intervalo de tempo pré definido (um segundo), obtendo-se assim a frequência do sinal. Concluído o processo de determinação da frequência do sinal, o microcontrolador converte esse valor num valor de caudal, segundo a equação 2.1. Assim, o valor de caudal é somente actualizado de segundo a segundo, o que resulta numa frequência de amostragem de 1 Hz.

Como resultado desta operação têm-se um sinal digital correspondente ao valor do caudal, o que implica a sua conversão para um sinal analógico, por forma, a que este possa ser lido pela entrada analógica da placa de aquisição de dados. Para se proceder a essa conversão é utilizado o *DAC MCP4922* da *Microchip Technology Inc*, onde a comunicação entre o microcontrolador e o *DAC* é garantida utilizando o protocolo *SPI* (*Serial Peripheral Interface*). Em simultâneo o microcontrolador envia também para um *LCD* o valor do caudal, de forma, a que o sistema tenha uma aplicação mais genérica e com isso, se possa visualizar a leitura do valor de caudal sem se recorrer ao ecrã do *PC*.

Em resultado da escolha do DAC e das suas características, o sinal por este gerado têm uma tensão à sua saída, que varia entre 0 e 2.5V, o que implica que exista um circuito condicionador de sinal de forma a adequa-lo às características da placa de aquisição de dados, em que a gama de tensão na sua entrada varia entre 0 e 10V. Do circuito condicionador destaca-se o uso do amplificador operacional OP200 e uma série de resistências de precisão de maneira a ajustar o ganho do amplificador (4x).

Como síntese do descrito ao longo deste ponto, apresenta-se na figura 2.3 o diagrama do circuito implementado, bem como a legenda dos componentes mais relevantes.

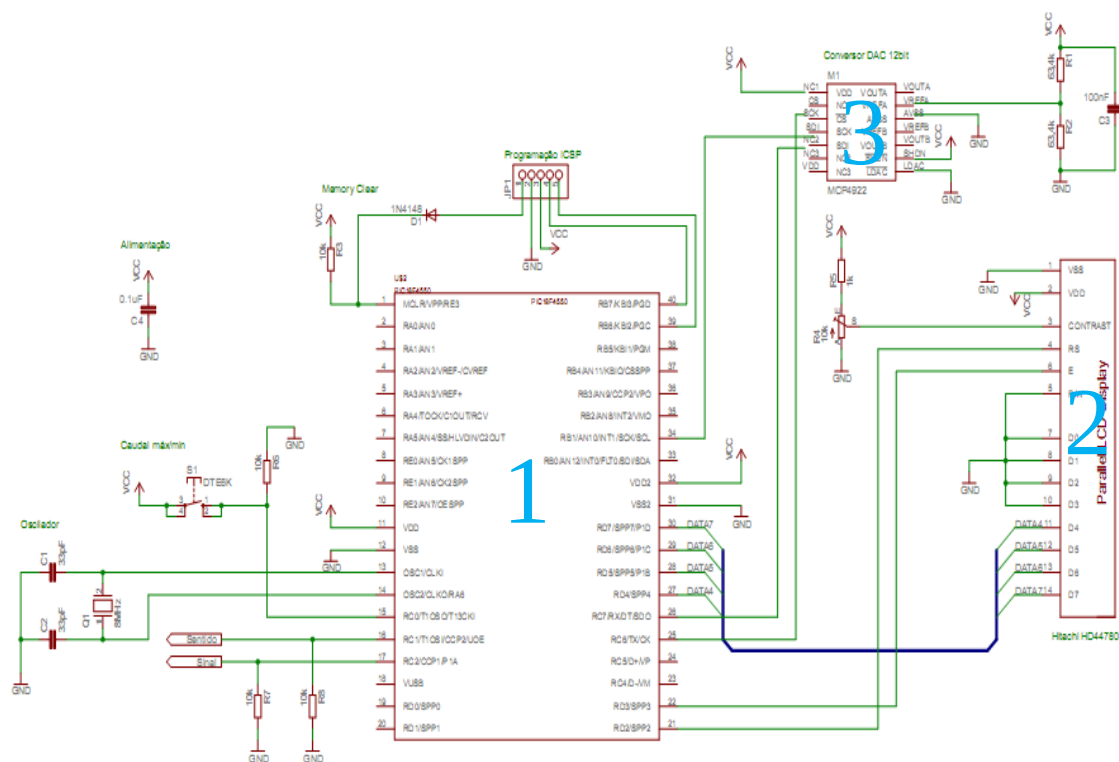


Figura 2.3 Esquema eléctrico do sistema estático

Legenda do circuito eléctrico

1. Microcontrolador 18LF4550
2. LCD
3. DAC MCP 4922

2.4 Implementação do sistema dinâmico

Neste ponto é apresentada a solução para o circuito eléctrico/electrónico, sendo feita uma breve alusão ao tipo de tecnologia que está por de trás da nova solução. Apresentam-se os componentes da nova solução, fazendo-se uma breve descrição de cada um deles, assim como a sua inclusão no restante circuito. Por fim será apresentada a solução de princípio do novo circuito, bem como a placa final com os diferentes componentes montados.

A nova solução do sistema de condicionamento de sinal é em tudo semelhante à anterior, pelo que a grande alteração se centra no novo microcontrolador, que tem o módulo de *Motion Feedback* integrado e por isso não necessita do conversor de quadratura (referência *LS 7084*). Os outros componentes são o *DAC* que converte o sinal proveniente do microcontrolador, o circuito condicionador de sinal que adequa o sinal de saída do *DAC* às características da placa de aquisição de dados do *PC* e o *LCD* que permite visualizar o valor do caudal.

Microcontrolador

O microcontrolador é o elemento fundamental na electrónica do caudalímetro e constitui o “cérebro” de todo o circuito electrónico. Trata-se de um pequeno integrado semelhante a um microprocessador, mas com capacidades que o diferenciam deste. Entre outras, destacam-se o facto de possuir memória, portos de entrada e saída, conversores de sinal e periféricos dedicados. Periféricos estes que, no caso presente, fazem toda a diferença e são os responsáveis pela escolha do novo microcontrolador.

De uma forma muito simples, o seu funcionamento baseia-se no conteúdo do código que lhe foi previamente “carregado”. Depois, está constantemente a correr esse código conforme a frequência que foi estipulada no respectivo registo. Através da análise do código e do estado das variáveis que lhe estão associadas, toma decisões e executa processos, que podem ser tão simples como colocar um *LED* a piscar ou mais complexas como controlar o correcto funcionamento de um servo-mecanismo.

O microcontrolador usado neste projecto é produzido pela *Microchip Technology Inc* e pertence à família *PIC* (*Programmable Intelligent Computer*), na qual a escolha recaiu sobre o *PIC 18LF2431*, cujas principais características são:

- 2 Módulos de *PWM*, 10 Bit;
- 1 Módulo de *Motion Feedback*
- 5 Conversores analógico–digital, 10 Bit;
- 4 Temporizadores/contadores;
- Velocidade máxima *CPU*, 40MHz;
- Comunicação digital: 1–*A/E/USART*, 1–*MSSP (SPI/I²C)*.

Das características anteriores, salienta-se o módulo/periférico de *Motion Feedback*, no qual se destaca a interface com *encoders (Quadrature Encoder Interface)*. Esta interface é muito útil para este trabalho, uma vez que é capaz de lidar com sinais provenientes de um *encoder*, podendo entre outras, fazer leituras de posição e velocidade. Neste trabalho é usada a leitura de velocidade.

A interface do encoder possui três entradas, duas delas são o canal *A* e *B*, a outra é o *Index*. Recebidos os sinais pelas portas *A* e *B*, o microcontrolador começa por transformar esses sinais num único sinal, com o quadruplo da frequência original (sinal *vel_out* que se pode ver na figura 2.4). Após o estabelecimento do sinal *vel_out* o microcontrolador gera o sinal *vel_cap*, ao qual o microcontrolador tem a possibilidade de reduzir a frequência. A redução da frequência do sinal *vel_cap*, quando assim desejado é efectuada por meio de software, sendo que o parâmetro a alterar é o valor atribuído ao *Velocity Postscaler*.

Após estabelecido o sinal *vel_cap*, e entre duas das suas transições ascendentes, o microcontrolador conta o número de pulsos da base de tempo do *timer5* (identificado na figura 2.4 como *TMR5*). O resultado desta contagem é registado pelo microcontrolador como *VELR*.

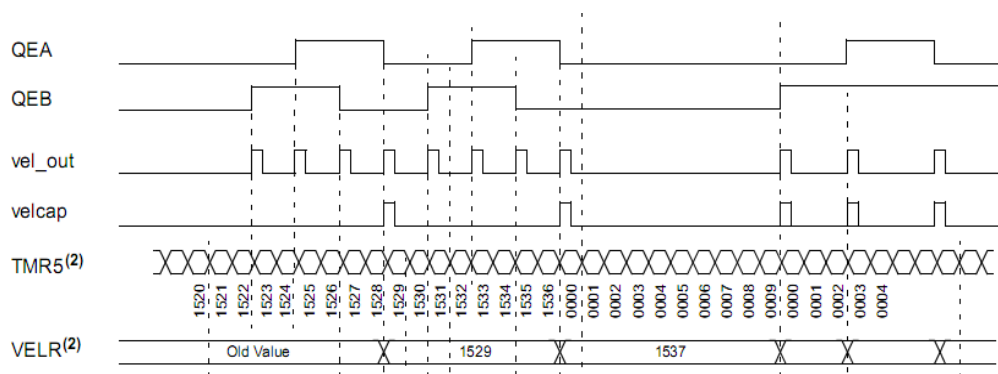


Figura 2.4 Sinais gerados pelo microcontrolador para a medida do período

A base de tempo do *timer5* pode ter uma de duas origens: interna ou externa. Na figura 2.5 pode-se ver o esquema funcional do *timer 5*. O “termo” *T5CKI* corresponde ao pino por onde se estabelece a ligação da base de tempo externa; a “conexão” *TMR5CS* corresponde à base de tempo interna, que é sempre um quarto da frequência de funcionamento do microcontrolador. A base de tempo pode ser reduzida através do valor atribuído ao *prescaler*, neste caso favorecendo a medição de frequências mais baixas.

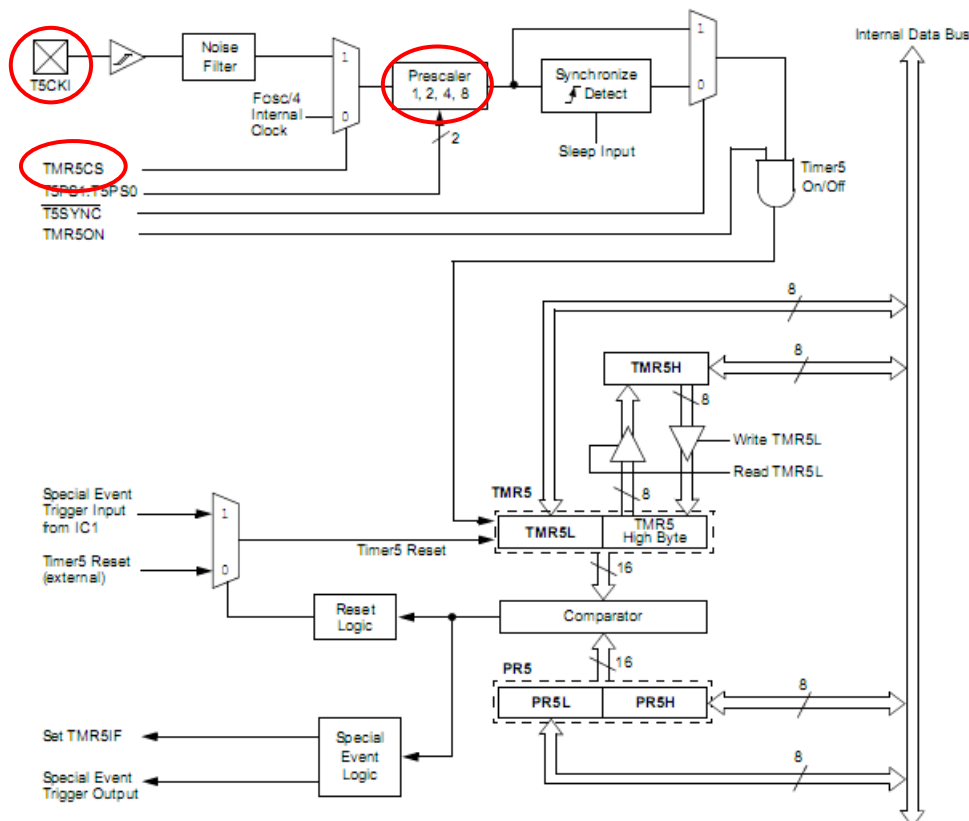


Figura 2.5 Diagrama de blocos do *Timer 5*

DAC

Um *DAC* (*Digital Analog Converter*) é um circuito integrado capaz de converter um sinal digital, usualmente binário, num sinal analógico, regra geral tensão ou corrente. Estes circuitos são amplamente usados na electrónica digital, como exemplo, pode-se referir o caso de um leitor de *CD's*, onde o sinal proveniente do leitor (digital) é enviado para os auscultadores sobre a forma analógica. No âmbito deste projecto o *DAC* é o elemento responsável por converter o sinal digital “gerado” pelo microcontrolador num sinal analógico a ser lido pela placa de aquisição de dados do *PC*. O *DAC* usado neste projecto é produzido pela *Microchip Technology Inc* e pertence à família *MCP*, onde a escolha recaiu sobre o *DAC MCP4922*, cujas principais características são:

- Resolução de 12 Bit;
- 2 DAC por chip;
- Saída Rail to Rail;
- Interface SPI, com clock até 20 MHz;
- Tensão de funcionamento de 2.7 V a 5.5 V;

Em termos de implementação do DAC é de referir que se usa como tensão de referência 2.5 V, o que significa que à sua saída, se obtêm tensões dentro do intervalo de 0 a 2.5 V.

Circuito condicionador de sinal

O circuito condicionador de sinal é o elemento responsável pela adequação do sinal vindo do DAC com destino à placa de aquisição de dados. Este elemento da solução dinâmica foi um dos mais difíceis de implementar, porque se optou por manter o sistema estático em funcionamento e montar o sistema dinâmico numa das placas existentes. Assim, o sistema dinâmico teria de funcionar em paralelo com os estáticos. Esta opção ditou que se tivesse que “encaixar” o circuito do sistema dinâmico no circuito do sistema estático. Isso passou por colocar um novo amplificador operacional em paralelo com os já instalados, reconfigurar o circuito eléctrico do selector electrónico que seleccionava entre os dois sistemas estáticos e instalar um novo selector (estático/dinâmico) para comutar entre o sistema estático e o dinâmico. Na figura 2.6 é apresentado o novo circuito eléctrico do *switch* electrónico que comuta entre os três sistemas.

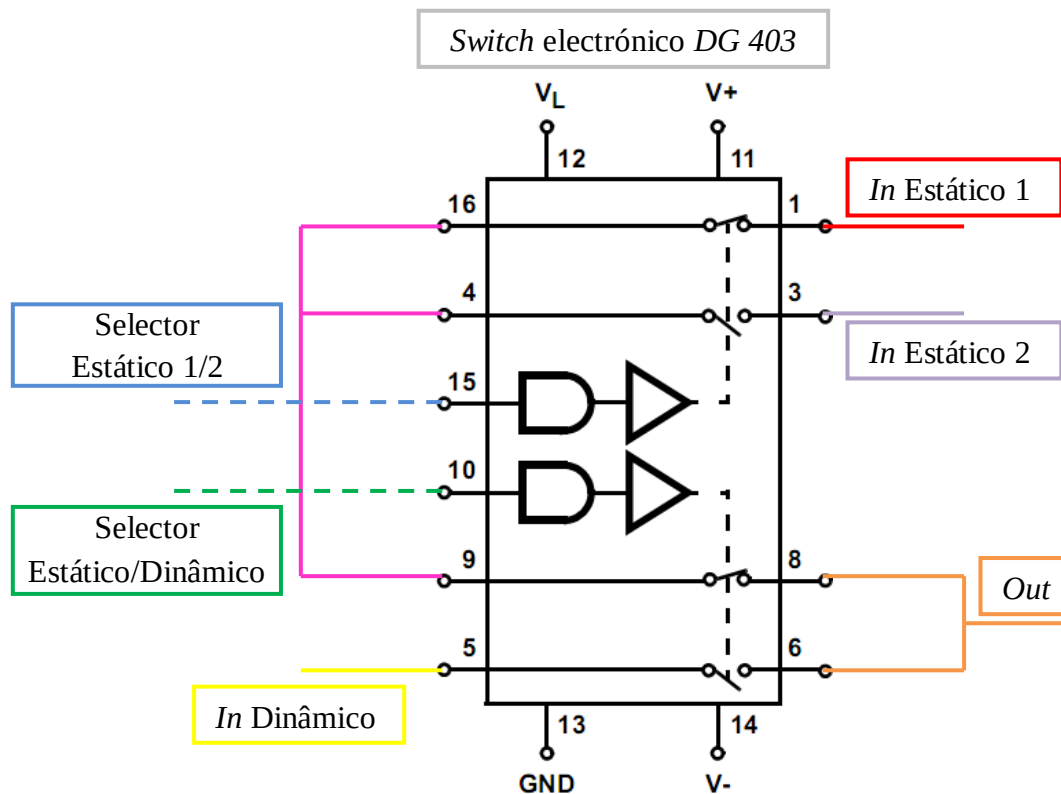


Figura 2.6 Representação do circuito eléctrico do *switch* electrónico

Um amplificador operacional (abreviadamente *opamp*) é basicamente um dispositivo amplificador de tensão, caracterizado por um elevado ganho em tensão, impedância de entrada elevada, impedância de saída baixa e elevada largura de banda. Estes dispositivos são normalmente dotados de uma malha de realimentação para controlo do ganho e são usualmente associados a outros semelhantes, em estruturas de múltiplos andares e com funções que transcendem a simples amplificação.

O amplificador usado no novo circuito têm a mesma função que o anterior já tinha, isto é, amplifica a tensão de saída do *DAC*, por forma, a adequa-la às características da porta de entrada da placa de aquisição de dados, onde a gama de tensão varia entre 0 e 10V. O amplificador que se usou na nova solução é igual ao usado na solução anterior, sendo o modelo *OP200* de 8 pinos.

Na figura 2.7 é exibido o esquema de ligações usado no amplificador. É de referir que a montagem usada é uma montagem inversora, esta montagem é usada de forma a conseguir-se uma total integração do sistema dinâmico com o estático.

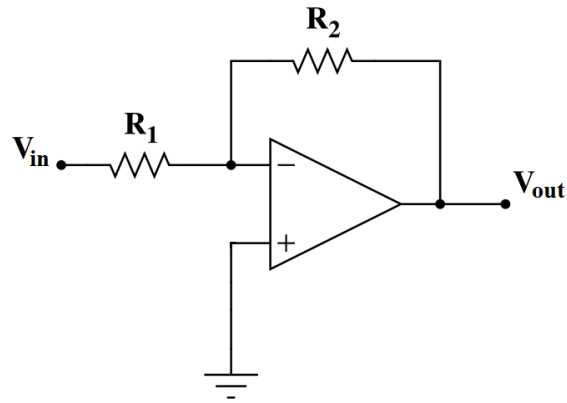


Figura 2.7 Esquema da configuração de amplificação de sinal.

O valor ganho do amplificador é de 4 e foi obtido de acordo com a equação 2.2:

$$G = -\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{253.6}{63.4} = 4 \quad (2.2)$$

Em relação as resistências R_1 e R_2 é de referir que as mesmas são de precisão e que o valor das mesmas é de 63.4 e 253.6 $k\Omega$ respectivamente.

LCD

O *LCD* usado no sistema dinâmico é o mesmo usado no sistema estático, pelo que se instalaram três *Switchs* electrónicos *DG403* da *Maxim Integrated Products* para comutar entre a visualização do sistema estático e do sistema dinâmico. O comando dos *switchs* é realizado pelo selector estático/dinâmico do circuito condicionador de sinal.

Esquema eléctrico e placa final

Na figura 2.8 é apresentado o circuito eléctrico correspondente à solução dinâmica.

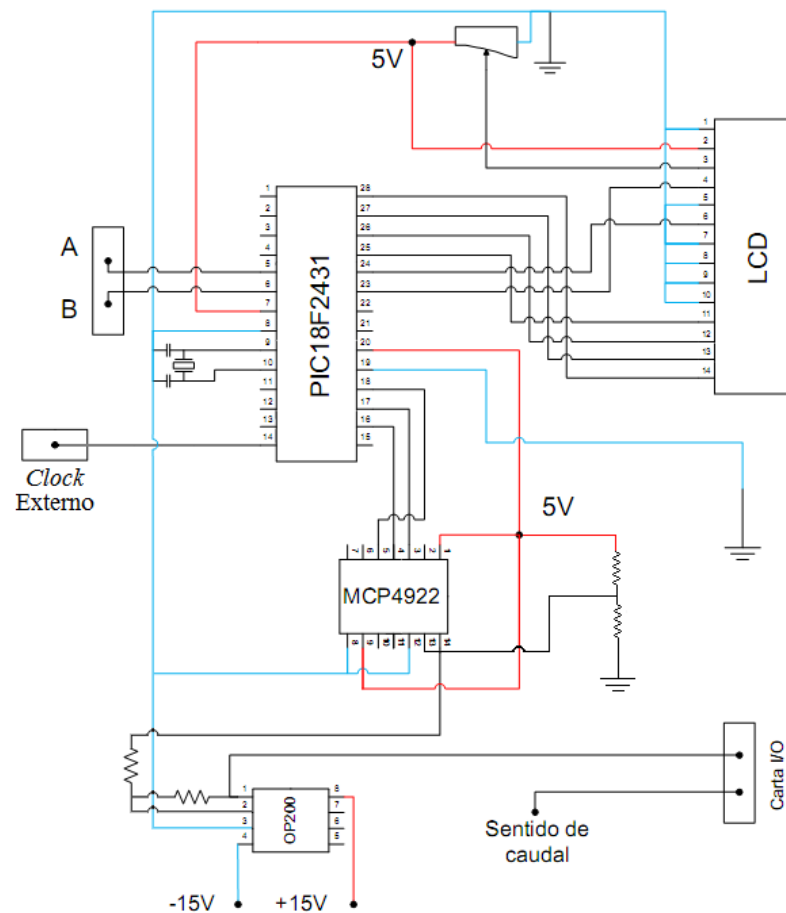


Figura 2.8 Esquema eléctrico implementado na nova solução

Na figura 2.9 é apresentada a placa electrónica onde foram montados os componentes do sistema dinâmico.

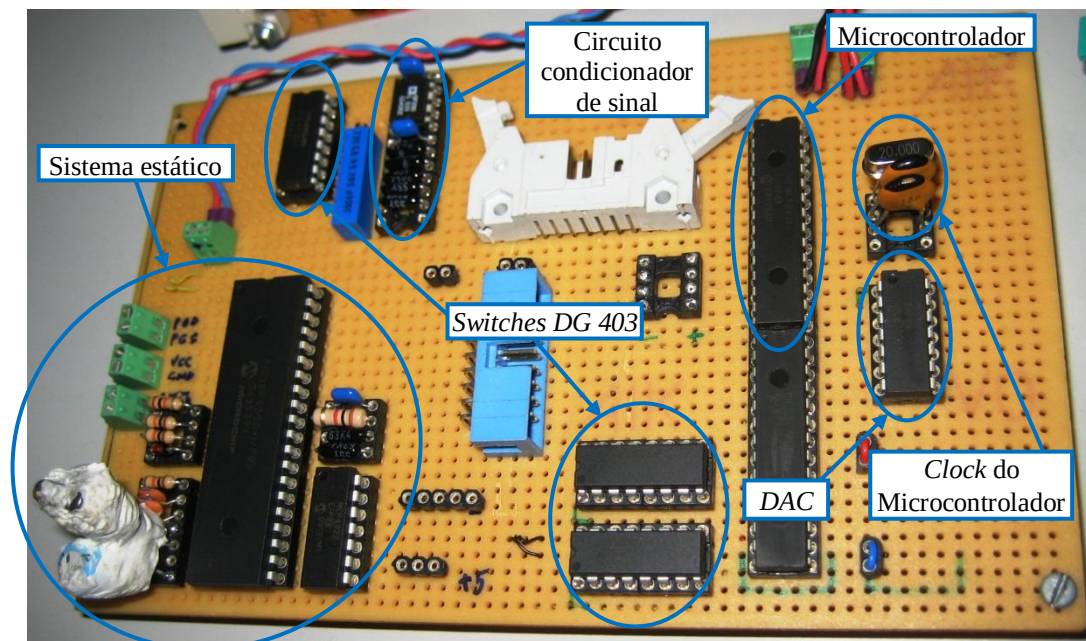


Figura 2.9 Placa existente com integração dos novos componentes

Por fim, na figura 2.10 é apresentado o circuito electrónico global do caudalímetro e assinalados os selectores de comutação entre o modo dinâmico e os dois sistemas estáticos.

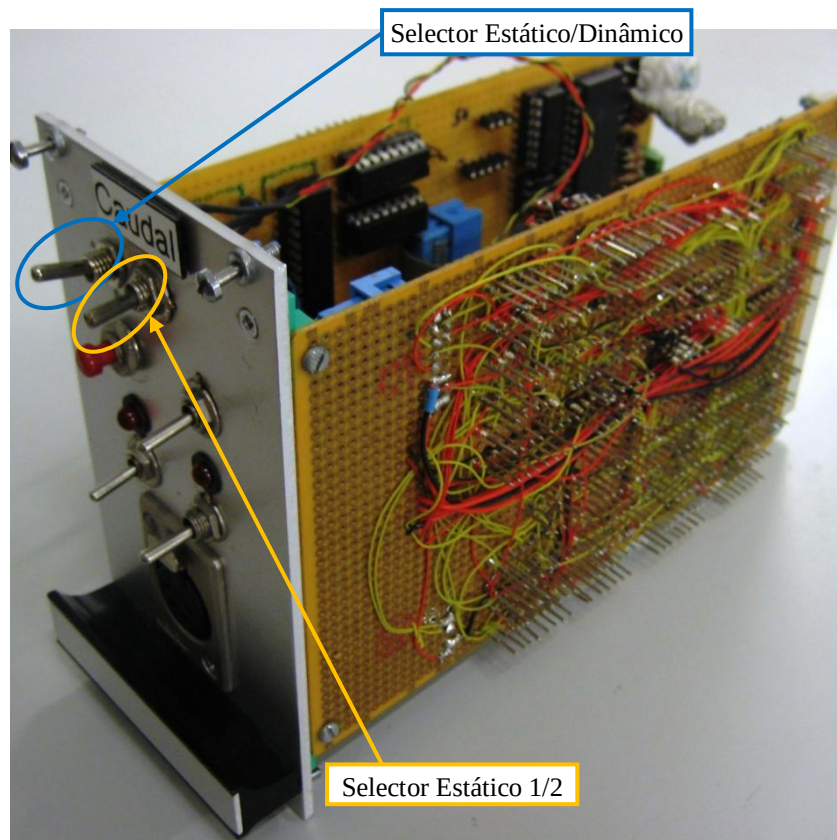


Figura 2.10 Circuito electrónico do caudalímetro

2.5 Programação do Microcontrolador

Apresentado o microcontrolador escolhido, o *PIC 18LF2431*, e enunciadas as suas características gerais, falta, nesta fase, tirar partido de algumas dessas características, ou seja, programar o microcontrolador.

2.5.1 Sistema de desenvolvimento

De modo a programar e testar o código implementado no microcontrolador, foi utilizada a placa de desenvolvimento *EasyPIC4* da *mikroElektronika* que, tal como ilustrado na figura 2.11, é uma placa electrónica, que permite a programação e teste de micro-chips com 8, 14, 18, 28 e 40 pinos da família *PIC*.

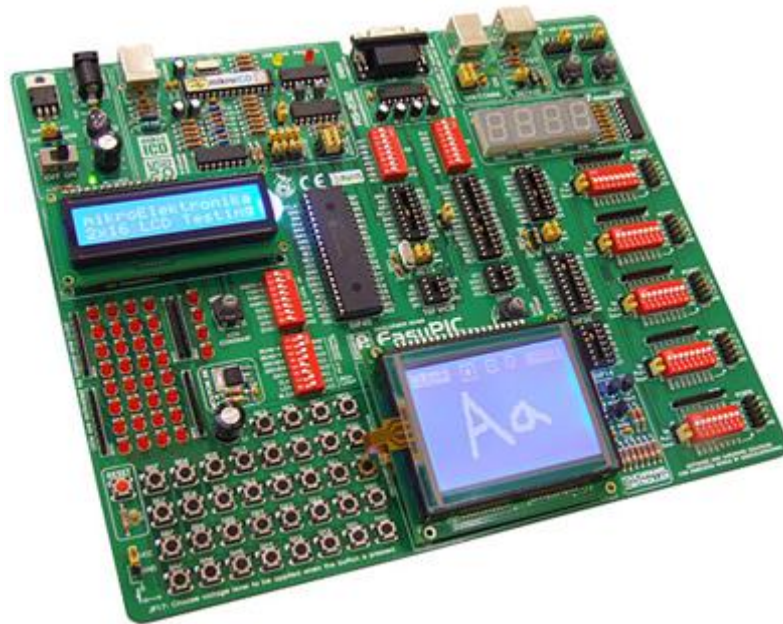


Figura 2.11 Placa de Desenvolvimento EasyPIC4

A placa possibilita e facilita bastante o teste do código implementado no microcontrolador, uma vez que tem interligado com o microcontrolador uma série de circuitos externos, dos quais constam *LED's*, botões, *LCD's*, possibilitando também a comunicação *USB*, *RS232*, etc.

Em termos de *software*, era possível utilizar três tipos de linguagem (*C*, *Basic* e *Pascal*) para programar o microcontrolador, tendo-se optado por programar em *C* devido ao facto de ser a linguagem mais utilizada e consequentemente seria mais fácil o acesso a informação sobre esse tipo de programação. O *Software* utilizado foi o *mikroC* que apesar de utilizar uma linguagem de alto nível, padronizada, tem algumas particularidades que facilitam a programação dos microcontroladores da família *PIC*. Uma vez que o microcontrolador trabalha com código no formato hexadecimal, é ainda necessário um compilador, o *PicFLASH* que faz parte do *software* fornecido pela *mikroElektronika*.

2.5.2 Código desenvolvido

Como requisitos do sistema foi estipulado que o caudalímetro deveria ser capaz de “ler” caudais compreendidos entre os 0.01 e 40 l/min , o que em frequência significaria ler entre os 0.161 e 643.50 Hz , de acordo com a equação 2.1.

Com a avaliação das primeiras leituras, realizadas com um gerador de frequências e com o circuito de teste, chegou-se à conclusão que o microcontrolador não teria

capacidade para medir toda a gama de caudais. Isso deve-se ao facto do contador do *timer5* ser de 16 bits, resultando que as contagens indexadas à variável V_{elr} pudessem variar de 0 até 65535. Em consequência disso optou-se pela implementação de um sistema autónomo de três escalas para se medir em toda a gama de caudais.

De modo a materializar o sistema de três escalas, foi necessário alterar a base de tempo do *timer5*. Tendo em conta que a frequência mais baixa a ler era de 0.161Hz, verificou-se que era necessário uma base de tempo bastante baixa para o *timer5* e que a mesma rondaria os 7.5 kHz. Isso significava que se a escolha recaísse numa base de tempo interna, vinda do *clock* do microcontrolador esta não poderia ser superior a 250 kHz (f_{osc} , equação 2.3). Esta situação não seria a mais desejável, visto que tornaria o microcontrolador lento, o que iria afectar a característica dinâmica do sistema. Desta forma surgiu a necessidade de a base de tempo do *timer5* ser externa, o que foi obtido com recurso a um *clock* externo de 30.750 kHz. O que possibilitou, que o *clock* do microcontrolador fosse escolhido livremente, de modo, a aumentar a sua velocidade de funcionamento, e em consequência disso, de todo o sistema. Assim, a base de tempo poderia ter uma de duas fontes, a primeira era interna e poderia ir até um máximo de 8 MHz, a segunda era externa e poderia ser obtida com recurso a um cristal. Para o caso presente, a base de tempo foi obtida com recurso a um cristal externo de 20MHz.

O cálculo da frequência do sinal a medir é executada de acordo com as equações 2.3 e 2.4, onde os parâmetros de cálculo são o valor da leitura do módulo do *encoder* (V_{elr}), a base de tempo do *timer5* (*clock* do microcontrolador a dividir por 4 ($f_{osc}/4$) quando a base de tempo é interna e f_{osc_ext} quando a base de tempo é externa), o *prescaler* do *timer5* ($T5_{ps}$) e a constante 4 (função do sinal *vel_out*, que é gerado pelas transições ascendentes e descendentes dos sinais A e B).

$$f_{base\ int} = \frac{f_{osc}/4}{V_{elr} \cdot T5_{ps} \cdot 4} \quad (2.3)$$

$$f_{base\ ext} = \frac{f_{osc_ext}}{V_{elr} \cdot T5_{prescaler} \cdot 4} \quad (2.4)$$

Sendo assim, procedeu-se à escolha das bases de tempo do *timer5* que se entendiam como mais adequadas para a medição dos caudais em circulação. Para a escala 1 utilizou-se uma base de tempo externa a 30.750 kHz com *prescaler* de 4 (frequência mínima de leitura 0.029 Hz), para a escala 2 usou-se a base de tempo interna

com *prescaler* de 8 (frequência mínima de leitura 2.384 Hz), por fim, para a escala 3 usou-se a base de tempo interna com *prescaler* de 1 (frequência mínima de leitura 19.074 Hz). Em resultado destes valores apresenta-se em baixo, uma tabela que ilustra os valores das frequências associados a cada uma das escalas e o respectivo valor dos caudais.

Tabela 2.1 Valores de frequências e caudais associados a cada uma das escalas.

	Frequência min [Hz]	Frequência max [Hz]	Caudal min [l/min]	Caudal max [l/min]
Escala 1	0.029	2.384	0.002	0.148
Escala 2	2.384	19.074	0.148	1.186
Escala 3	19.074	643.501	1.186	40.000

Definidas as escalas de leitura do caudalímetro e os parâmetros de controlo das mesmas, realizou-se um diagrama de estados, figura 2.12, para a partir daí se desenvolver o programa a implementar no microcontrolador.

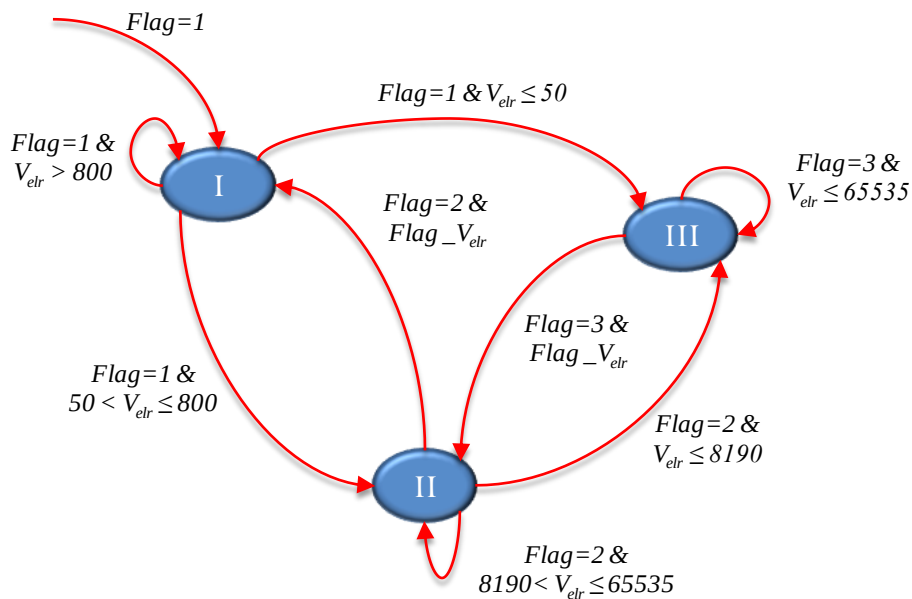


Figura 2.12 Diagrama de estados do programa desenvolvido

A partir do diagrama de estados, podemos ver os três estados correspondentes a cada uma das escalas, as condições que fazem a transição entre eles e as condições de permanência dentro de cada um dos estados. Relativamente às transições, destacam-se os parâmetros que as definem: *Flag*, indica o estado em que o sistema se encontra, a variável *V_{elr}*, é o valor da leitura executada pela interface de *encoders* (antes de convertida em frequência) e a *Flag_V_{elr}*, que representa o *overflow* da variável *V_{elr}*. Da observação do diagrama de estados constata-se que o programa se inicializa sempre com as definições da

escala um. Isto deve-se ao facto desta ser capaz de medir toda a gama de frequências (de acordo com a equação 2.2). Para se proceder a mudanças de escalas, são usadas as variáveis citadas, com a particularidade que a mudança de um estado nunca é função de apenas uma variável, mas sim do conjunto de duas. Por exemplo, pode ser referida a condição que materializa a mudança da escala três para a escala dois. Para se verificar esta mudança é necessário a presença do sistema no estado três e que seja “disparada” a $Flag_V_{elr}$. Dentro de cada um dos estados é efectuado o cálculo do valor de caudal em condições de 12 bits, pelo que ao valor máximo de 40 l/min corresponde o valor 4095. Por fim, esse valor é enviado ao LCD e DAC.

O código desenvolvido em *mikroC* pode ser consultado no anexo B.

2.6 Avaliação de desempenho do Sistema Dinâmico

Para avaliar o desempenho do sistema dinâmico, foram realizados dois ensaios com referências de posição sinusoidais controladas através de um controlador proporcional. O objectivo dos ensaios, era verificar se o caudal medido seria igual ao caudal reconstituído através do *feedback* da velocidade. A partir deste ponto, designar-se-á como caudal teórico, o caudal reconstituído através do *feedback* da velocidade, com este a ser calculado através da equação 2.5.

$$q_t = vel \times A \quad (2.5)$$

com

$$A = \frac{\pi \cdot (d_{embolo} - d_{haste})^2}{4} \quad (2.6)$$

2.6.1 Circuito Hidráulico do ensaio

O circuito hidráulico foi montado com uma configuração típica de um circuito em fonte de pressão, com a pressão da fonte a ser regulada para 100 bar. A configuração do circuito hidráulico utilizado nos ensaios é apresentada na figura 2.13.

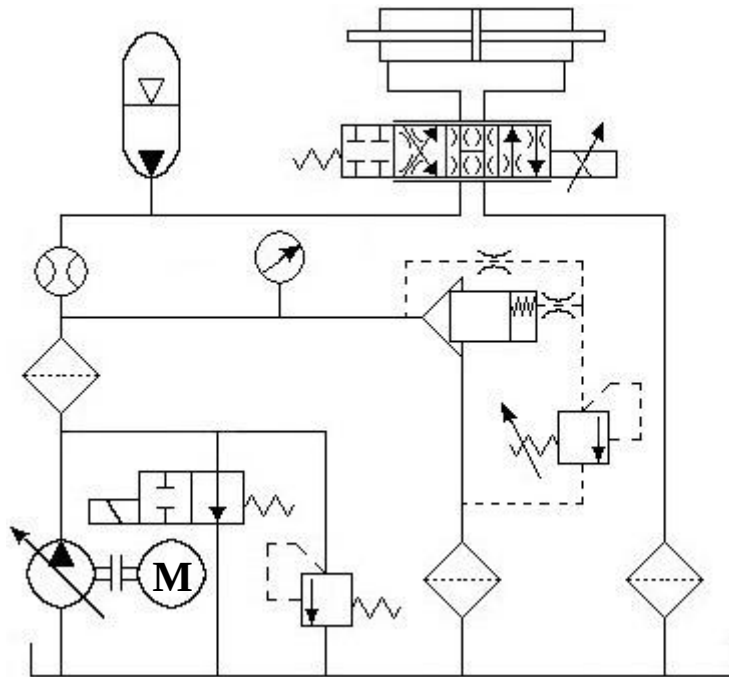


Figura 2.13 Circuito hidráulico utilizado nos ensaios dinâmicos do caudalímetro

Do circuito hidráulico há salientar, a posição do caudalímetro e da válvula limitadora de pressão, e a presença do acumulador. O caudalímetro foi colocado directamente à entrada da servo-distribuidora e a válvula limitadora de pressão foi montada a montante deste. Isto deve-se ao facto, de se pretender anular o efeito da válvula limitadora, isto é, apenas se pretende medir o caudal consumido pelo cilindro, e não o caudal resultante da soma do caudal consumido pela servo-distribuidora e o caudal desviado pela limitadora. O acumulador que se observa no circuito hidráulico, não deveria ser considerado no circuito, uma vez que, a sua presença no circuito será uma fonte de erros na análise dos resultados. Os erros que o acumulador impõe relacionam-se com o facto deste vir a consumir ou ceder caudal ao cilindro, de acordo a variação de pressão na fonte hidráulica. Para a realização deste ensaio dever-se-ia ter anulado o efeito do acumulador, contudo, a instalação actual é materializada por ligações rígidas e não contém uma válvula de fecho a montante do acumulador, o que não possibilitou que se anulasse o seu efeito.

2.6.2 Apresentação e discussão dos resultados

Na figura 2.14 apresenta-se o resultado do primeiro ensaio, onde a referência era sinusoidal (amplitude de 185 mm e frequência de 2 rad/s) e controlada com uma frequência de amostragem de 500 Hz . Com este ensaio, tentou-se mostrar a capacidade do

sistema dinâmico, em medir diferentes níveis de caudal ao longo de um curto espaço de tempo.

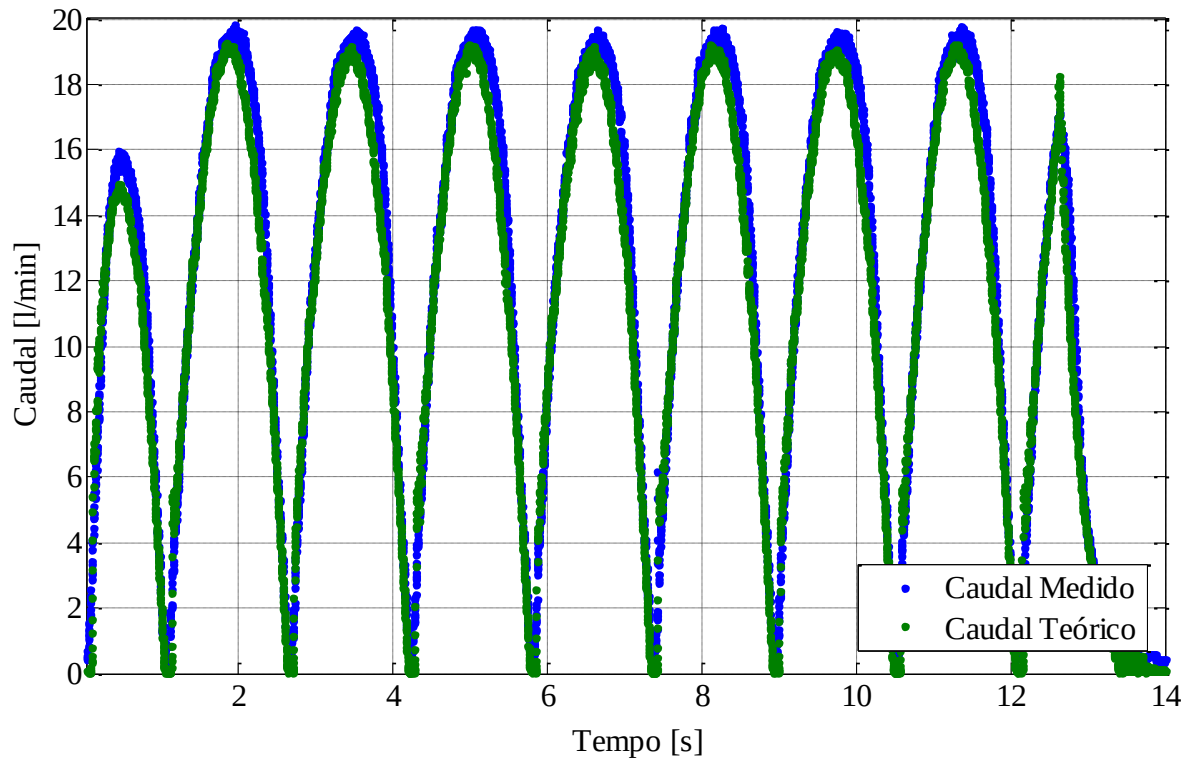


Figura 2.14 Caudal medido vs caudal teórico (freq. 2 rad/s e amp. 185 mm)

Da análise da figura 2.14 constata-se um ligeiro atraso na medição do caudal e uma pequena variação do caudal absoluto. Por forma, a colocar em evidência estas pequenas variações apresenta-se a figura 2.15, que é uma ampliação da primeira parte do ensaio mostrado na figura 2.14.

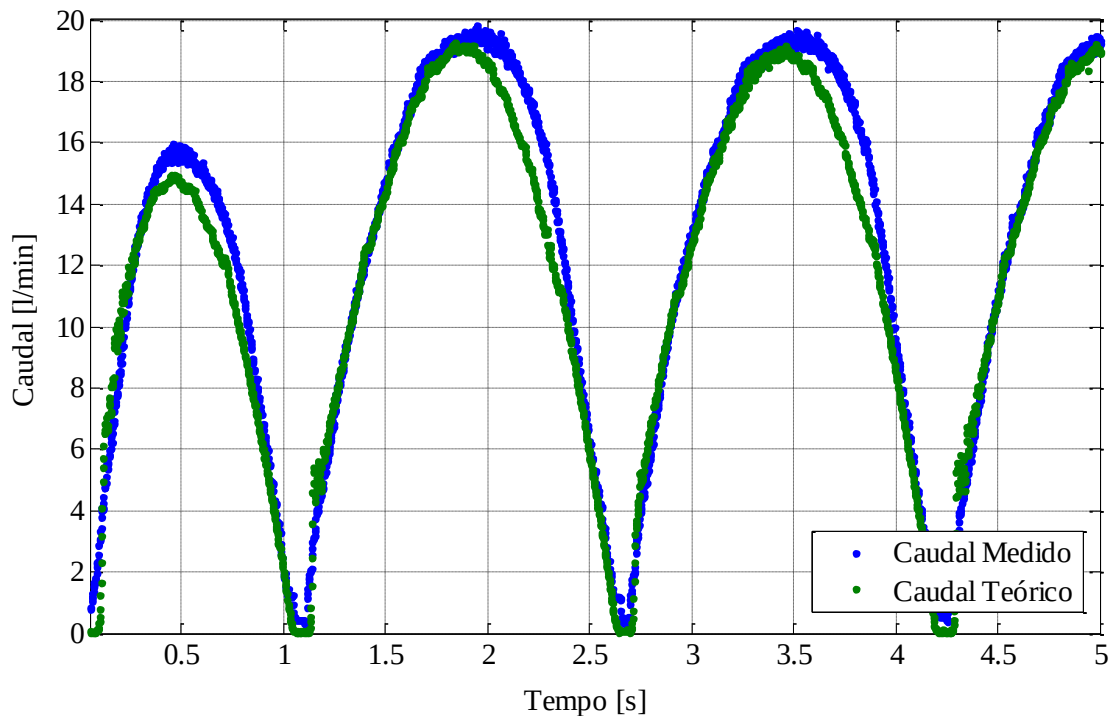


Figura 2.15 Ampliação do caudal medido vs caudal teórico (freq. 2 rad/s e amp. 185 mm)

As variações que se verificaram no primeiro ensaio, podem em geral ser atribuídas ao efeito do acumulador, dado que elas acontecem na altura em que o cilindro desacelera. Este facto coincide com o “ponto” em que a fonte hidráulica recupera a pressão perdida na fase de aceleração, e portanto o acumulador consome caudal, o que explica a variação entre o caudal medido e o teórico.

Com o intuito de baixar o efeito do acumulador, repetiu-se o ensaio anterior (novamente com uma referência sinusoidal e com uma frequência de amostragem de 500 Hz), com uma amplitude de 200 mm e uma frequência de 0.5 rad/s. Os resultados apresentam-se nas figura 2.16 e figura 2.17.

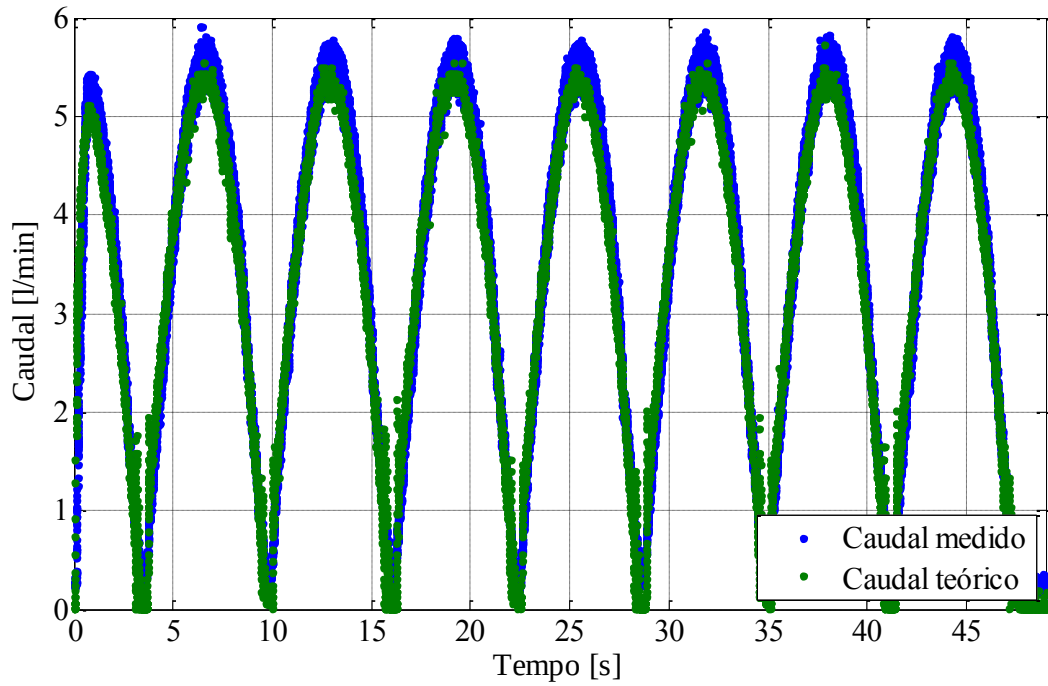


Figura 2.16 Caudal medido vs caudal teórico (freq. 0.5 rad/s e amp. 200 mm)

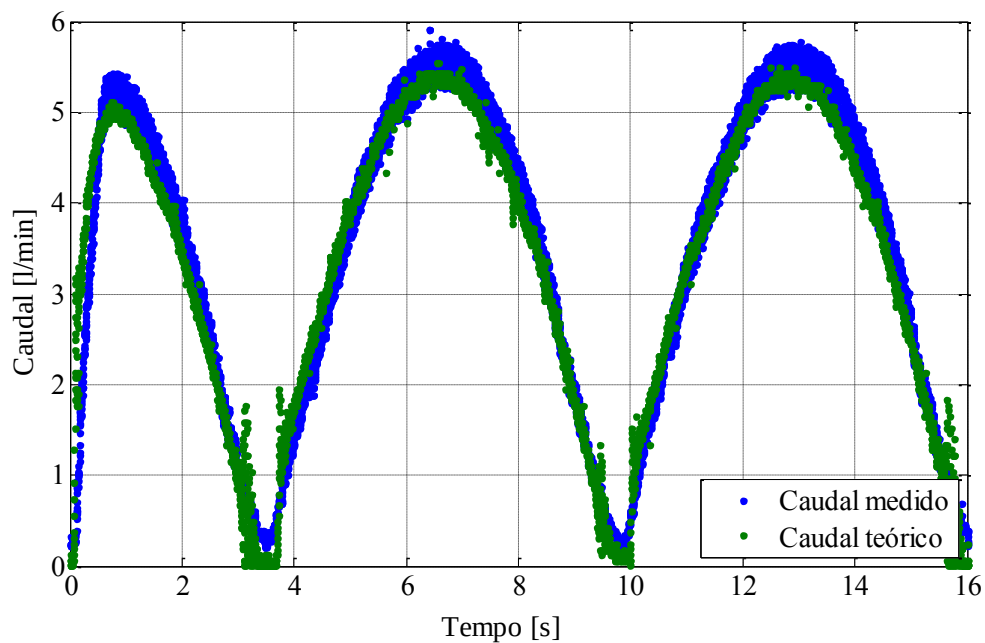


Figura 2.17 Ampliação do caudal medido vs caudal teórico (freq. 0.5 rad/s e amp. 200 mm)

Da análise das figura 2.16 e figura 2.17, verifica-se que o desempenho do sistema é melhor, quando os caudais a medir se alteram com uma cadência mais baixa, dado que se atenuaram as discrepâncias observadas no primeiro ensaio.

2.7 Conclusão

Neste capítulo foi apresentado o condicionamento de sinal da solução dinâmica do caudalímetro. Ressalva-se a instalação de um novo microcontrolador dedicado, a reformulação do circuito eléctrico do *switch* electrónico de selecção dos diferentes modos de funcionamento e a implementação de um sistema autónomo de escalas.

De acordo com os resultados apresentados, destaca-se a capacidade do novo sistema em medir a gama de caudais pretendida, a precisão do mesmo, a sua capacidade dinâmica e a capacidade de resposta do sistema perante uma frequência de amostragem de *500 Hz*.

Em resposta aos objectivos do recondicionamento de sinal do transdutor de caudal, verifica-se que, apesar das dificuldades impostas por uma nova área de estudo, foram completamente alcançados os objectivos e com resultados a cima do esperado.

3. Modelação do Sistema Electro-hidráulico

Neste capítulo é abordada a modelação matemática dos diversos componentes que integram o sistema hidráulico de simulação e apresentada a arquitectura de simulação. O software usado para criar os diversos modelos dos componentes do sistema e do próprio sistema de simulação foi o *Matlab Simulink* da *Mathworks*.

3.1 Arquitectura de simulação

Na simulação dinâmica de sistemas óleo-hidráulicos, a modelação matemática dos diferentes componentes que os constituem pode, em geral, ser tratada como um conjunto de equações diferenciais (de primeira ordem ou a tal reduzidas) e equações algébricas [4]. O vector de estado que corresponde ao conjunto mínimo de variáveis capaz de definir completamente o estado de um sistema não é único, pondo-se o problema da escolha ou determinação de tais variáveis. Numa metodologia de tratamento unificada de sistemas, como é exemplo a técnica de *Bond graphs* [5], o vector de estado resulta directamente do sistema em causa e das relações de causalidade impostas aos multiportos básicos, podendo alternar no tipo de variáveis que o compõem, mesmo dentro de um dado domínio físico.

Na técnica dos *Bond Graphs*, são consideradas variáveis dinâmicas básicas, as associadas à potência, segundo a designação genérica de *esforços* e *fluxos*. Num outro tipo de classificação análoga, baseada na forma como as grandezas são medidas, separam-se estas variáveis segundo *queda* e *passagem*, consoante sejam medidas entre o terminal de um componente e uma referência, ou a quantidade medida seja transmitida através do instrumento de medida (colocado em série), isto é, são caracterizados por terem o mesmo valor em qualquer ponto do elemento, nomeadamente nas extremidades. Em qualquer dos casos, variáveis de esforço e fluxo, ou variáveis de queda e de passagem, relacionam-se com a potência, por esta resultar como o produto de ambas.

A classificação das grandezas associadas à potência, para o tipo de sistemas físicos que mais correntemente intervêm nos problemas de engenharia, é resumida na tabela 3.1. Constatase que a classificação de variáveis segundo queda e passagem corresponde a uma analogia força-corrente, enquanto que a utilizada pelos *Bong Graphs* aproxima-se mais de uma analogia força-tensão, distinguindo-se pelos grupos por que se distribuem as variáveis associadas aos sistemas mecânicos.

Tabela 3.1 Analogia Força-corrente vs Analogia Força-Tensão

	Analogia Força-Corrente				Analogia Força-Tensão			
	Queda		Passagem		Esforço		Fluxo	
Hidráulicos	Pressão	p [Pa]	Caudal	q [m ³ /s]	Pressão	p [Pa]	Caudal	q [m ³ /s]
Eléctricos	Tensão	u [V]	Corrente	i [A]	Tensão	u [V]	Corrente	i [A]
Mecânicos Translação	Velocidade linear	v [m/s]	Força	F [N]	Força	F [N]	Velocidade linear	v [m/s]
Rotação	de rotação	ω [rad/s]	Binário	M [Nm]	Binário	M [Nm]	de rotação	ω [rad/s]

Na metodologia adoptada neste trabalho, os componentes do sistema de simulação têm uma forte relação com os componentes físicos que o integram, pretendendo ser uma imagem dos mesmos. A ligação entre componentes é feita por meio de junções, que podem ser encaradas como ligações ideais (não confundir com ligações reais, mangueiras e elementos de conexão hidráulica).

Considerando a classificação de variáveis em queda/passagem, podem-se estabelecer uma série de relações entre estas variáveis, as quais podem ser observadas na tabela 3.2.

Tabela 3.2 Causalidade Integral vs Causalidade Derivada

	Integral	Derivada
Hidráulicos	$p = \frac{1}{V/\beta} \int q \, dt$	$q = \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt}$
Mecânicos Translação	$v = \frac{1}{m} \int F \, dt$	$F = m \cdot \frac{dv}{dt}$
Rotação	$\omega = \frac{1}{J} \int M \, dt$	$M = J \cdot \frac{d\omega}{dt}$
Eléctricos	$u = \frac{1}{C} \int i \, dt$	$i = C \cdot \frac{du}{dt}$

Analisando a tabela 3.2, surge então a questão: que modelo de ligação usar no sistema? Será um modelo de ligação baseado no tipo de causalidade integral, ou num com um tipo de causalidade derivada? A resposta a esta pergunta torna-se óbvia pelas reconhecidas vantagens de cálculo da causalidade integral. Como se sabe, o integrador tende a funcionar como filtro, o que leva ao amenizar de erros. Já a derivada têm o efeito contrário, uma vez que a derivada de um certo valor/ponto pode com facilidade tender para o infinito, o que levaria ao aparecimento de erros de magnitude não desprezável.

Assim, as estruturas de junção serão modeladas de acordo com as relações apresentadas na primeira coluna da tabela 3.2, resultando daí o tipo de variáveis de estado escolhidas (p , v , x , ω , θ , $u \dots$).

Junções de potência

A comunicação entre modelos é feita através de junções de potência, materializadas por ligações e constituindo um nó. Assim, considere-se uma junção genérica de potência entre três componentes (independente do domínio energético), tal como a representada na figura 3.1.

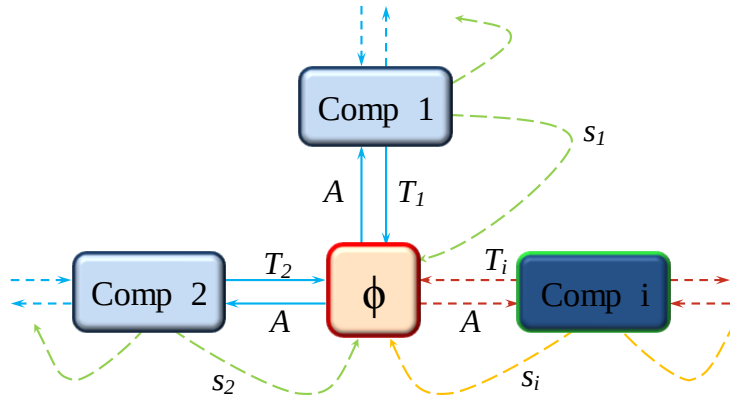


Figura 3.1 Junção de potência genérica

De acordo com as variáveis de estado escolhidas, qualquer ponto da junção ϕ estará sujeito a um valor comum da variável de queda A , descrita pela equação genérica 3.1, análoga às da relação integral da tabela 3.2.

$$A = \frac{1}{\Psi} \cdot \int_t T dt \quad , com \quad \Psi = \sum_i s_i \quad (3.1)$$

Ou, tornando-a sob a forma da sua derivada e s_i designando um coeficiente que relaciona as duas grandezas (será especificado nos pontos 3.2.1 e 3.2.2), e aplicando-a ao nó genérico:

$$\frac{dA}{dt} = \frac{1}{\Psi} \cdot \sum_i T_i \quad (3.2)$$

Enquanto as grandezas de passagem T_i , deverão satisfazer ao princípio de conservação de energia na junção, ou numa analogia eléctrica, à primeira lei de *Kirshoff*, isto é, lei dos nós:

$$\sum_i T_i = T_\Psi \quad (3.3)$$

Em que T_Ψ corresponde à variação da grandeza T , relativamente ao parâmetro Ψ que caracteriza o nó.

Convenção de sinais

A convenção de sinais utilizada para as grandezas de passagem T resulta, naturalmente, das equações anteriores. Assim, quando estas fluem no sentido de entrada no nó, são tomadas como positivas, pelo que, a um balanço positivo do somatório da equação 3.3, corresponderá uma variação positiva de A .

3.2 Modelação dos diversos elementos do sistema de simulação

No estudo de sistemas óleo-hidráulicos, a complexidade dos componentes que os constituem e a interacção entre eles, são causas de dificuldades de análise a que a simulação pode dar resposta satisfatória, rápida e económica, quando comparada com outras técnicas de análise. Para que isso aconteça, é necessário o conhecimento do problema e dos componentes do sistema em análise (figura 3.2), sem nunca esquecer os objectivos a atingir.

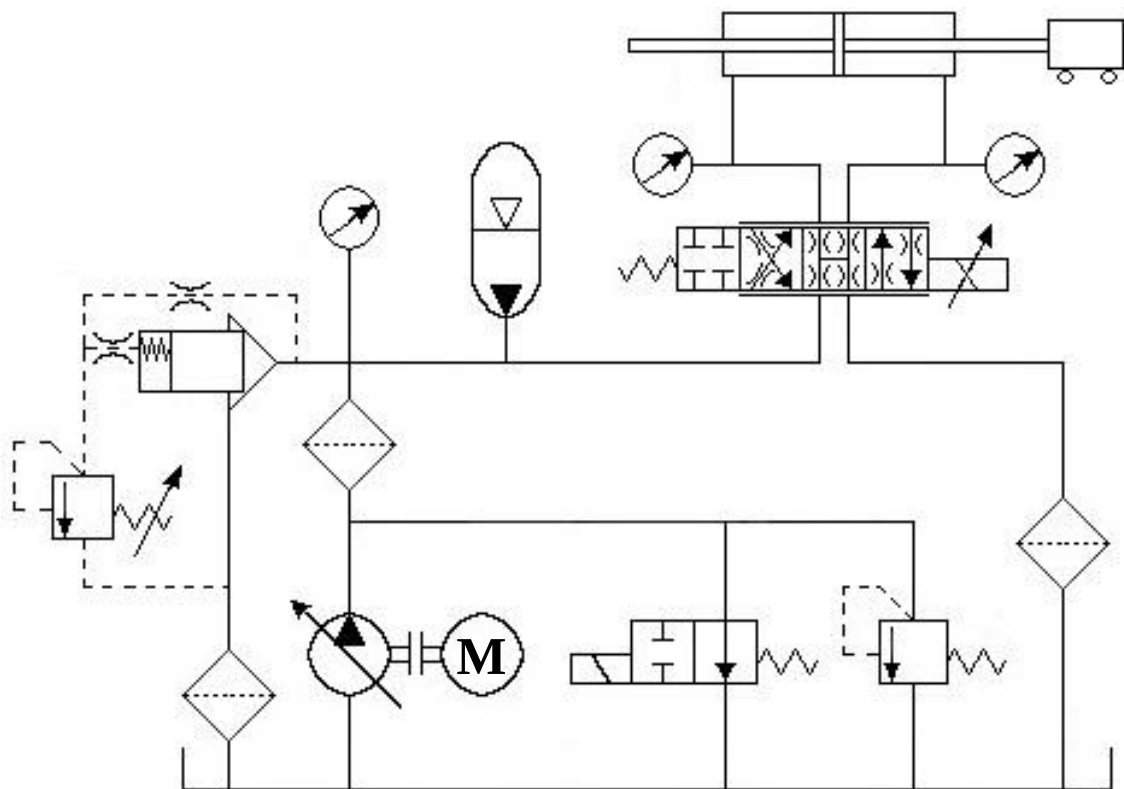


Figura 3.2 Circuito hidráulico da plataforma experimental

Surge então a questão: o que simular? O sistema na sua globalidade, ou somente as partes relevantes do sistema em análise? Tendo em conta que a contribuição de elementos como as mangueiras e conectores hidráulicos podem ser desprezados, então, podem ser feitas algumas simplificações ao sistema de simulação. Assim, a composição do sistema hidráulico de simulação foi reduzida (figura 3.3) a um sistema composto por um fluido hidráulico, uma bomba de cilindrada variável (que aqui é interpretada como uma bomba de cilindrada fixa), uma válvula limitadora de pressão, uma servo-distribuidora, um cilindro de duplo efeito simétrico, um elemento de carga e os elementos de ligação com transmissão de potência (nós hidráulicos e mecânicos). A modelação do acumulador não foi realizada, porque a mesma não influencia de forma

significativa o desempenho do sistema. Por outro lado, a condicionante do tempo disponibilizado para a realização da dissertação foi também uma das razões para a sua ausência.

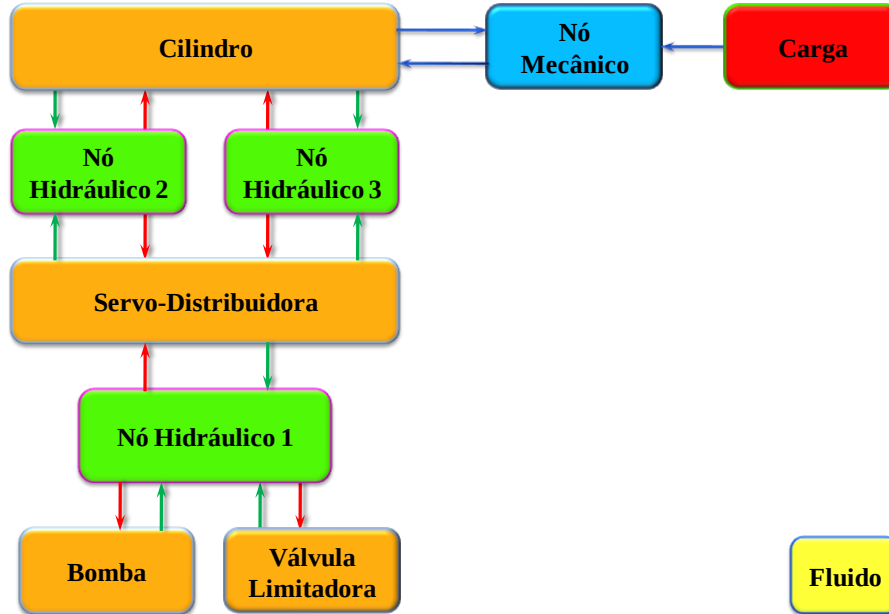


Figura 3.3 Representação do sistema de simulação

3.2.1 Modelos dos nós hidráulicos

Considere-se uma junção hidráulica semelhante à representada na figura 3.1. Sendo o conceito de junção uma idealização (não confundir, com tubagens e acessórios de conexão hidráulica), considere-se o estabelecimento de uma relação de causalidade por imposição da variável de queda. Qualquer ponto da junção estará sujeito a um valor comum desta (pressão), enquanto as variáveis de passagem, complementares (caudais), deverão satisfazer a conservação de caudais volúmicos, assim:

$$p_1 = p_2 = \dots = p_i = p \quad (3.4)$$

$$q_1 + q_2 + \dots + q_i - q_c = 0 \quad (3.5)$$

em que q_c , é o caudal de compressibilidade, aplicado ao volume V_0 do fluido contido no nó. Assim e com a equação da continuidade de caudais, têm-se:

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{\beta}{V_0} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (3.6)$$

sendo $\frac{dV}{dt}$ o balanço dos caudais que afluem a um determinado ponto do circuito que partilham de uma mesma pressão, então,

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta}{V_0} \cdot \sum q \quad (3.7)$$

que aplicada a uma junção de diversos tramos adjacentes a um ponto de ligação e considerando o valor de $\frac{V_0}{\beta}$ como a capacitância C_i (coeficiente s_i genérico da equação 3.1) associada a cada um desses tramos, permite chegar à equação de definição do modelo de um nó hidráulico, formalmente igual à equação 3.2:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{\sum_i C_i} \cdot \sum_i q_i \quad (3.8)$$

De acordo com a convenção de sinais adoptada, serão então positivos os caudais que saindo dos componentes se dirijam aos nós, e caso o balanço destes caudais seja positivo, o nó sofrerá um aumento de pressão. Esta expressão é particularmente atraente, uma vez que cada um dos componentes se limita a transmitir aos portos hidráulicos do modelo do nó adjacente, o valor do caudal e da capacitância hidráulica, V_0/β .

Implementação do modelo em Simulink

O modelo informático do nó hidráulico implementado em *Simulink* é em tudo semelhante à equação 3.8, contudo, existem algumas nuances relativas ao funcionamento e à inicialização da variável de estado do modelo. Relativamente ao funcionamento do modelo destaca-se a existência de um mecanismo de integrador simplesmente limitado, por forma, a contemplar a possível existência de cavitação, pelo que, o integrador se apresenta limitado pelo valor da tensão de vapor do óleo. A inicialização da variável de estado (pressão) encontra-se presente no modelo como parâmetro de entrada, por forma, a que a pressão do nó do sistema de simulação seja igual à pressão inicial do “nó hidráulico” do sistema real. Como exemplo pode-se referir o caso do nó hidráulico 2 da figura 3.3, em que deve ser inserido o valor da pressão respectiva à câmara do cilindro em causa. Por fim é de referir que o volume contido no nó é um parâmetro do modelo e representa os volumes dos elementos de ligação do nó em causa. Na figura 3.4 é apresentada a caixa de diálogo correspondente ao modelo do nó hidráulico.

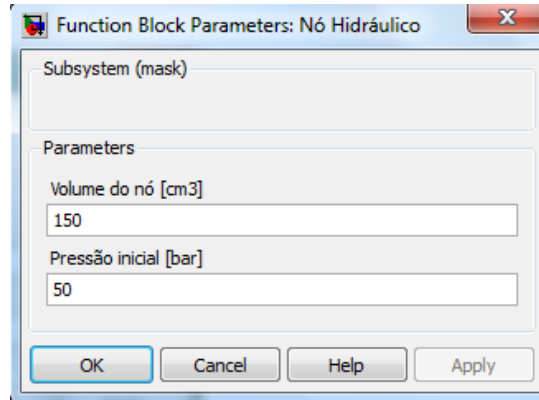


Figura 3.4 Caixa de diálogo do nó hidráulico

3.2.2 Modelo dos nós mecânicos

De forma análoga ao nó hidráulico e por aplicação do Princípio de d’Alambert, pode-se definir o modelo geral de um nó mecânico associado ao movimento de translação, por:

$$\sum_i F_i - \sum_i m_i a = 0 \quad (3.9)$$

Substituindo a aceleração por $\frac{dv}{dt}$, e reescrevendo a equação em ordem à derivada da velocidade, temos,

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{\sum_i m_i} \sum_i F_i \quad (3.10)$$

a qual, é uma equação diferencial de segunda ordem relativamente à posição x , que por conveniência dos procedimentos de integração se reescreve sob a forma de duas equações de primeira ordem, equações 3.11 e 3.12. As massas m_i são os equivalentes aos “coeficientes” s_i na equação 3.1.

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{\sum_i m_i} \sum_i F_i \quad (3.11)$$

$$\frac{dx}{dt} = v \quad (3.12)$$

De forma análoga ao modelo do nó hidráulico, cada um dos componentes associados a um nó, fornece a este, informação de força e massa.

Pela convenção de sinais adoptada, serão positivas as forças que saindo dos componentes se dirigem para os nós, e caso o balanço dessas forças seja positivo, levará a um aumento de velocidade.

Implementação do modelo em Simulink

O modelo informático do nó mecânico implementado em *Simulink* é em tudo semelhante às equações 3.11 e 3.12. Há apenas a registar a inicialização das variáveis de estado (posição e velocidade) e a definição dos valores máximos e mínimos da variável de estado posição. Na figura 3.5 é apresentada a caixa de diálogo correspondente ao modelo do nó mecânico.

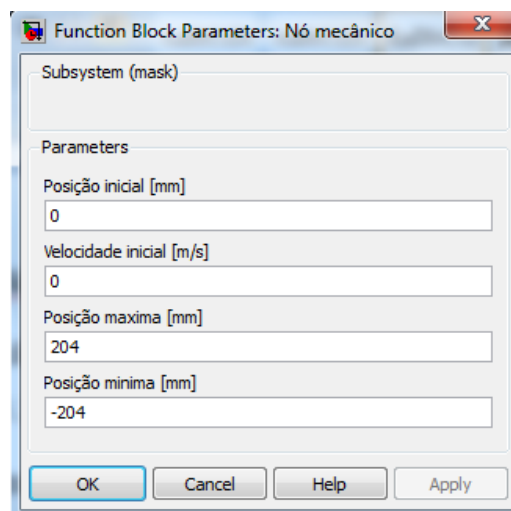


Figura 3.5 Caixa de diálogo do nó mecânico

3.2.3 Modelo de Fluido Hidráulico

Sempre que um sistema inclui componentes do tipo hidráulico, é imperativo a existência de um modelo de fluidos, por forma, a caracterizar o fluido hidráulico.

No caso presente da simulação de um sistema hidráulico, o utilizador tem por imperativo a selecção do fluido hidráulico e a temperatura do mesmo (considera-se que a temperatura do fluido segue uma evolução isotérmica). Com estes parâmetros, nomeadamente o último, pretende-se corrigir algumas das grandezas que caracterizam o comportamento do fluido. Estas correcções ficam-se a dever ao facto de o fabricante do fluido apenas fornecer o valor das propriedades do fluido, segundo uma ou várias temperaturas de referência, as quais podem não ser a temperatura de referência do ensaio.

Assim, pode-se executar a correcção da viscosidade cinemática e dinâmica do fluido, assim como, da respectiva massa específica.

Viscosidade cinemática

A correcção da viscosidade cinemática ϑ_T [mm^2/s] é feita de acordo com a temperatura de ensaio T [$^{\circ}C$] e com a equação de *Walther*.

$$\vartheta_T = 0.6 + 10^{10^{A+B\log_{10}(T+273)}} \quad (3.13)$$

Onde os valores A e B são constantes do óleo, as quais são determinadas a partir dos valores da viscosidade cinemática fornecidos pelo fabricante a $40^{\circ}C$ e a $100^{\circ}C$.

Colocando a equação 3.13 em ordem às constantes A e B , com os valores da viscosidade cinemática a $40^{\circ}C$ e a $100^{\circ}C$, por exemplo, para o óleo AW32 da *Mobil*, resulta no sistema de equações 3.14.

$$\begin{cases} A + B \cdot \log(40 + 273) = \log[\log(32 - 0.6)] \\ A + B \cdot \log(100 + 273) = \log[\log(5.4 - 0.6)] \end{cases} \quad (3.14)$$

Onde os valores das constantes A e B tomam os valores,

$$A = 11.3776$$

$$B = -4.4889$$

Na figura 3.6 apresenta-se um gráfico equivalente, ao que resultaria da aplicação da equação 3.13 para os óleos AW22, AW32, AW46, AW68 e AW100.

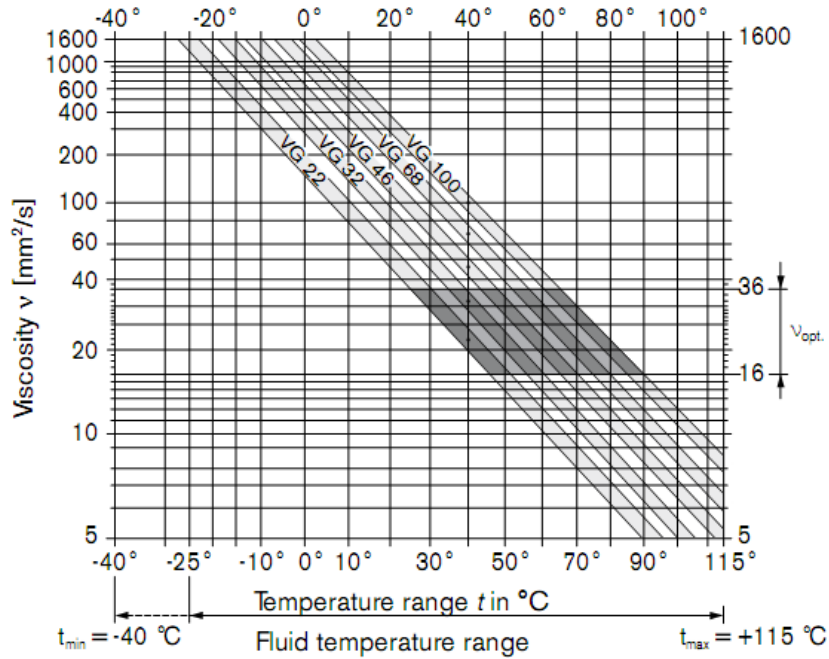


Figura 3.6 Variação da viscosidade cinemática com a temperatura

Massa específica

Para a correcção da massa específica procedeu se de forma análoga à executada em [6]. Os primeiros três termos da série de Taylor são uma boa aproximação para a descrição da variação da massa específica, $\rho_{T,p}$ [kg/m^3], em função da pressão de ensaio, p [N/m^2], e da temperatura de ensaio, T [$^{\circ}C$], do fluido. Assim, a equação de estado linearizada de um fluido, válida na vizinhança do ponto de funcionamento (ρ_0, p_0, T_0) , é definida por:

$$\rho_{T,p} = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_{T_0} (p - p_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p_0} (T - T_0) \quad (3.15)$$

onde ρ_0 é a massa específica à temperatura T_0 e pressão p_0 .

Reescrevendo a equação de acordo com o caso específico, temos:

$$\rho_{T,p} = \rho_{20} \left[1 + \frac{1}{\beta} (p - p_0) + \alpha (T_{20} - T) \right] \quad (3.16)$$

onde α representa o coeficiente de expansão térmica [$^{\circ}C^{-1}$], β o módulo de compressibilidade do fluido hidráulico [N/m^2], ρ_{20} a massa específica do fluido hidráulico à temperatura de $20^{\circ}C$ [kg/m^3], T_{20} a temperatura de referência do fluido hidráulico [$^{\circ}C$], e p_0 a pressão de referência do fluido hidráulico [N/m^2].

Por conveniência, a equação que representa a variação da massa específica, em função da temperatura e pressão, é separada em duas partes. Na primeira parte representa-se a dependência da massa específica em função da temperatura (equação 3.17), ρ_T [kg/m^3], sendo esta integrada no modelo de fluido. Na segunda parte é representada a dependência da massa específica em função da pressão (equação 3.18), ρ_p [kg/m^3], a qual é avaliada localmente, isto é, calculada nos modelos dos componentes que dela necessitem. Assim, teremos duas equações:

$$\rho_T = \rho_{20}[1 + \alpha(T_{20} - T)] \quad (3.17)$$

$$\rho_p = \rho_{20} \left[1 + \frac{1}{\beta}(p - p_0) \right] \quad (3.18)$$

Viscosidade dinâmica

A viscosidade dinâmica μ_T [$Pa.s$], ou absoluta, em função da temperatura é aqui calculada por uma questão de generalidade, porque a mesma resulta da equação:

$$\mu_0 = \vartheta_0 \cdot \rho_0 \implies \mu_T = \vartheta_T \cdot \rho_T \quad (3.19)$$

Implementação do modelo em simulink

O modelo informático implementado em *Simulink* é baseado na informação contida em vectores de dimensão 10. Na biblioteca estão contidos os parâmetros de seis tipos de óleo: AW22, AW32, AW46, AW68, AW100 e AW150.

Os vectores encontram-se organizados da seguinte forma:

- 1º temperatura de ensaio;
- 2º temperatura de referência do fluido hidráulico;
- 3º viscosidade cinemática do fluido hidráulico à temperatura de ensaio;
- 4º massa específica do fluido hidráulico a 20°C;
- 5º massa específica do fluido hidráulico à temperatura de ensaio;
- 6º módulo de compressibilidade do fluido hidráulico a 40°C;
- 7º pressão de referência do fluido hidráulico;
- 8º constante A do fluido hidráulico;
- 9º constante B do fluido hidráulico;
- 10º coeficiente de expansão térmica do fluido hidráulico;

Os valores destes parâmetros encontram-se todos inseridos nos vectores do modelo (de acordo com as características fornecidas pelo fabricante do fluido hidráulico), excepto a temperatura de ensaio, a viscosidade cinemática à temperatura de ensaio e massa específica à temperatura de ensaio, que assumem o valor de zero. Os valores destes parâmetros são actualizados (de acordo com as equações anteriormente apresentadas) quando o utilizador selecciona o tipo de óleo e especifica a temperatura de ensaio. Após esta acção, os valores dos parâmetros ficam automaticamente disponíveis para serem utilizados pelos modelos, que deles necessitem.

Na figura 3.7 apresenta-se a caixa de diálogo do modelo do fluido hidráulico.

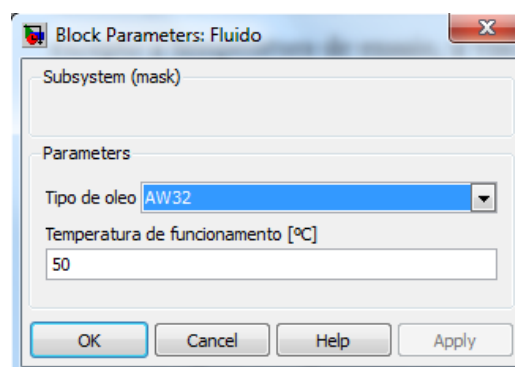


Figura 3.7 Caixa de diálogo do modelo de fluido hidráulico

3.2.4 Modelo da bomba de cilindrada fixa

Dada a baixa pulsação verificada na alimentação e a pequena variação de pressão nos diferentes regimes de caudais que lhe são solicitadas ($\pm 2\%$ de variação de pressão na fonte para uma variação de $30 \text{ dm}^3/\text{min}$ no caudal desviado), a modelação da bomba pode ser muito simplificada. Assim, e em complemento do mencionado, consideram-se como premissas do modelo as seguintes considerações:

- A bomba é modelada como um gerador de cilindrada fixa;
- O modelo é apenas estático e não contempla considerações de natureza dinâmica;
- A compressibilidade do óleo é desprezada;
- Não é considerada nenhuma carga no veio, tais como inércia, atritos, elasticidade do acoplamento, etc;

– O caudal de fugas é considerado como sendo um escoamento laminar, portanto, proporcional ao diferencial de pressão a montante e jusante da bomba. Nestas condições o caudal de fugas será directamente proporcional à viscosidade do fluido, pelo que, foi considerada a sua influência e variação do seu valor, afectada pela temperatura.

De acordo com as premissas do modelo e com o que se apresenta de seguida, são considerados como parâmetros do modelo a cilindrada da bomba, C_b [cm^3], a velocidade de rotação da bomba, ω_b [rot/min], o rendimento volumétrico da bomba nas condições de ensaio do fabricante $\eta_{vol_{p_{fab}, T_{fab}}}$, a pressão de referência, p_{fab} [bar], correspondente ao “ponto” utilizado para calcular o $\eta_{vol_{p_{fab}, T_{fab}}}$ e finalmente a viscosidade cinemática correspondente à temperatura (do fluido hidráulico) de ensaio do fabricante $\nu_{T_{fab}}$ [mm^2/s].

O caudal da bomba a uma dada pressão e temperatura $q_{b,p,T}$ [m^3/s], é dado pela equação:

$$q_{b,p,T} = q_0 \cdot \eta_{vol(p,T)}, \quad \text{com} \quad q_0 = C_b \cdot \omega_b \quad (3.20)$$

onde $\eta_{vol(p,T)}$ representa o rendimento volumétrico da bomba a uma dada pressão e temperatura.

Colocando a equação 3.20 em ordem ao rendimento e considerando que o rendimento da bomba é apenas função do caudal de fugas, tem-se,

$$\eta_{vol_{p,T}} = \frac{q_{b(p,T)}}{q_0} = \frac{q_0 - q_{f(p,T)}}{q_0} \quad (3.21)$$

isto é:

$$\eta_{vol_{p,T}} = 1 - \frac{q_{f(p,T)}}{q_0} \quad (3.22)$$

onde $q_{f(p,T)}$ [m^3/s] representa o caudal de fugas para uma dada pressão e temperatura.

Como mencionado, o caudal de fugas seria considerado como tendo escoamento laminar, assim, é utilizada a equação de *Hagen-Poiseille* (equação 3.23) para o calcular.

$$\Delta p = \frac{128\mu l}{\pi d^4} \cdot q_{f(\Delta p,T)} \quad (3.23)$$

No caso em estudo, $\Delta p = p$, visto a pressão à entrada da bomba ser considerada “nula”.

Reescrevendo a equação em ordem ao caudal de fugas e desprezando a influência da variação da massa específica do fluido $\rho_{T,p}$, dado que não influencia de forma significativa o caudal real da bomba, tem-se:

$$q_{f(p,T)} = \frac{p}{k_{HP} \cdot \nu_T}, \quad \text{com} \quad k_{HP} = \frac{128l\rho_{T,p}}{\pi d^4} \quad (3.24)$$

Substituindo o caudal de fugas na equação 3.22, resulta:

$$\eta_{vol_{p,T}} = 1 - \frac{p}{\nu_T} \cdot \frac{1}{k_{HP} \cdot q_0} \quad (3.25)$$

Para determinar o rendimento volumétrico $\eta_{vol_{p,T}}$ é necessário determinar o coeficiente de *Hagen Poiseille*, k_{HP} , o qual é determinado à custa dos parâmetros $\eta_{vol_{p_{fab},T_{fab}}}$, $\nu_{p_{fab},T_{fab}}$ e p_{fab} , obtidos a partir das curvas características do fabricante. Considere-se como exemplo genérico a curva característica da figura 3.8.

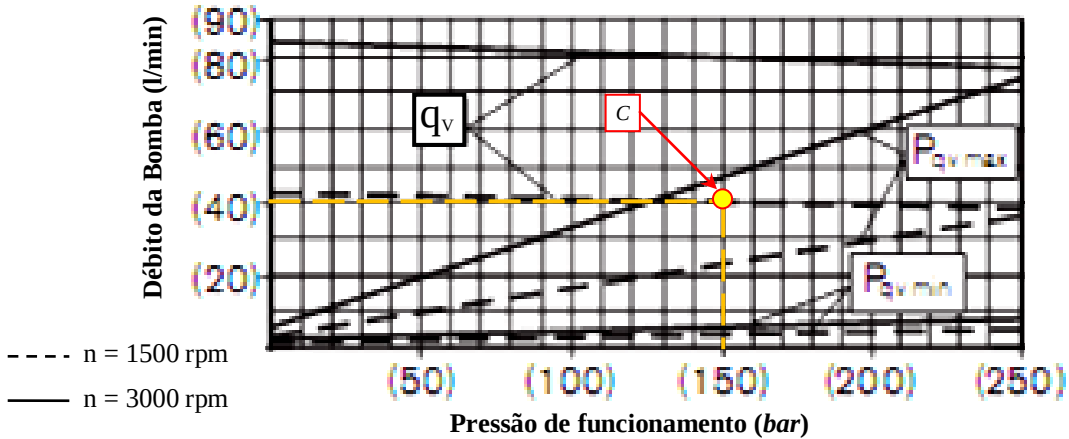


Figura 3.8 Curvas características da bomba *Bosch Rexroth A10VSO TN28* (catalogo electrónico)

Dado que a característica q_v da figura 3.8 apresenta a evolução do caudal em função da variação de pressão, é necessário efectuar um cálculo intermédio para determinar o $\eta_{vol_{p_{fab},T_{fab}}}$.

Considerando como ponto genérico, o ponto *C* indicado na figura 3.8, determina-se o rendimento $\eta_{vol_{p_{fab},T_{fab}}}$ através da equação 3.26:

$$\eta_{vol_{p_{fab},T_{fab}}} = \frac{q_{p_{fab},T_{fab}}}{q_0} \quad (3.26)$$

onde q_0 [dm^3/min] representa o caudal teórico da bomba e $q_{p_{fab},T_{fab}}$ [dm^3/min] o caudal do ponto genérico C .

Considerando a equação 3.25 para as condições de ensaio do fabricante, a pressão correspondente ao ponto C , o rendimento $\eta_{vol_{p_{fab},T_{fab}}}$ da equação 3.26 e a viscosidade cinemática à temperatura de ensaio (tipicamente $50^\circ C$) $\nu_{T_{fab}}$, tem-se que o coeficiente de Hagen-Poiseuille é dado pela equação 3.27:

$$k_{HP} = \frac{p_{fab}}{\nu_{p_{fab},T_{fab}} \cdot (1 - \eta_{vol_{p_{fab},T_{fab}}})} \cdot \frac{1}{q_0} \quad (3.27)$$

Substituindo k_{HP} na equação 3.25, o rendimento $\eta_{vol_{p,T}}$ vêm dado pela equação 3.28:

$$\eta_{vol_{p,T}} = 1 - \frac{p}{p_{fab}} \cdot \frac{\nu_{p_{fab},T_{fab}} \cdot (1 - \eta_{vol_{p_{fab},T_{fab}}})}{\nu_T} \quad (3.28)$$

Portanto a equação do débito da bomba a ser transmitido ao modelo do nó adjacente, é dado pela equação 3.29:

$$q_{b,p,T} = q_0 \cdot \left[1 - \frac{p}{p_{fab}} \cdot \frac{\nu_{p_{fab},T_{fab}} \cdot (1 - \eta_{vol_{p_{fab},T_{fab}}})}{\nu_T} \right] \quad (3.29)$$

Implementação do modelo em Simulink

O modelo informático da bomba implementado em *Simulink* é em tudo semelhante à equação 3.29. Pequenas diferenças prendem-se com conversões de unidades da cilindrada, da velocidade de rotação e da pressão p_{fab} da bomba em unidades SI, e o cálculo de q_0 e da capacitância associada ao tramo da bomba (foi considerada constante e com o valor de $\frac{C_b/2}{\beta}$) durante a inicialização do modelo.

Na figura 3.9 é apresentada a caixa de diálogo correspondente ao modelo da bomba.

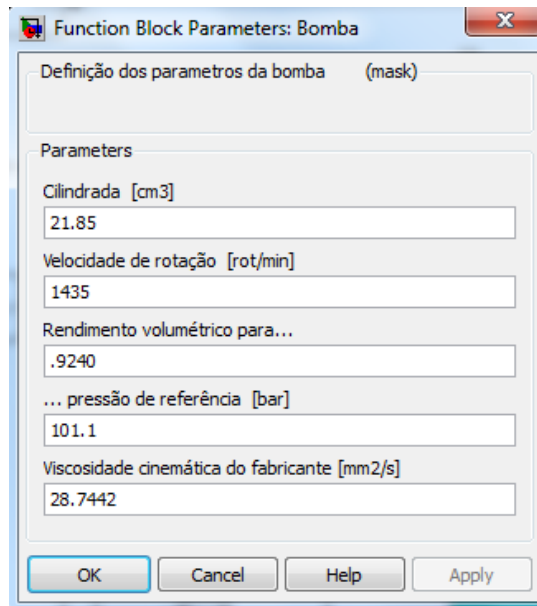


Figura 3.9 Caixa de diálogo da bomba de cilindrada fixa

3.2.5 Modelo da Válvula Limitadora de Pressão

Como mencionado, todos os modelos que caracterizam o circuito hidráulico devem fornecer aos nós hidráulicos o valor de caudal “consumido/cedido”, por forma, a calcular a pressão dos nós adjacentes. Isto implica que o modelo matemático da válvula limitadora aqui apresentada tenha todas as suas equações invertidas em relação ao que se observa na literatura e catálogos de fabricantes, isto é, o modelo não nos fornece a pressão em função do caudal que por ela fluí, mas sim, o caudal em função da pressão a montante da válvula, como consequência do princípio de causalidade adoptado.

Como premissas do modelo são consideradas as seguintes considerações:

- A pressão da fonte hidráulica é estabelecida por consideração de um componente de limitação de pressão com característica quase ideal;
- O modelo é considerado apenas estático e não contempla nenhum “aspecto” dinâmico. Isto deve-se ao facto de a fonte trabalhar a pressão quase constante e pelas boas características de regularidade de caudal apresentadas;
- O caudal é considerado nulo até se atingir a pressão de abertura, o que é justificado pelo facto de a válvula ser de assento axial com caudais de fuga desprezáveis;
- O caudal é considerado linearmente proporcional ao diferencial de pressão dentro da gama funcional da válvula, o que corresponde à característica quase linear

apresentada em diversos catálogos de fabricantes e no caso em estudo, como se comprovará no capítulo 4;

– O caudal segue o andamento de uma função quadrática na zona de saturação. O que corresponde a um escoamento turbulento através de um orifício de dimensões fixas.

Como se depreende das premissas do modelo, este tem três zonas de funcionamento distintas. A primeira, corresponde à zona de funcionamento em que a válvula se encontra fechada pela “ausência” de pressão a montante da válvula, assim, esta zona é definida por uma pressão de abertura, p_{ab} [N/m^2]. A segunda zona de funcionamento apresenta uma característica linear (recta) definida por uma constante de débito, k_{lim} , e por um ponto genérico de calibração (q_{cal} , p_{cal}) da recta associada. A terceira apresenta uma zona de funcionamento intitulada de característica de saturação. Esta corresponde à abertura máxima da válvula e justifica o cálculo do caudal pela equação de um escoamento turbulento através de um orifício de dimensões fixas, definido por um ponto genérico de saturação (q_{sat} , p_{sat}).

Desta forma, os parâmetros que definem o modelo são: a constante de débito, k_{lim} [$bar/(dm^3/min)$], o caudal de calibração, q_{cal} [dm^3/min], a pressão de calibração, p_{cal} [bar], o caudal de saturação, q_{sat} [dm^3/min] e a pressão de saturação, p_{sat} [bar].

Por forma a facilitar a compreensão do modelo matemático da válvula limitadora de pressão, apresenta-se na figura 3.10, uma característica genérica de uma válvula limitadora que servirá de guia à modelação matemática da primeira e segunda zona de funcionamento da válvula limitadora de pressão.

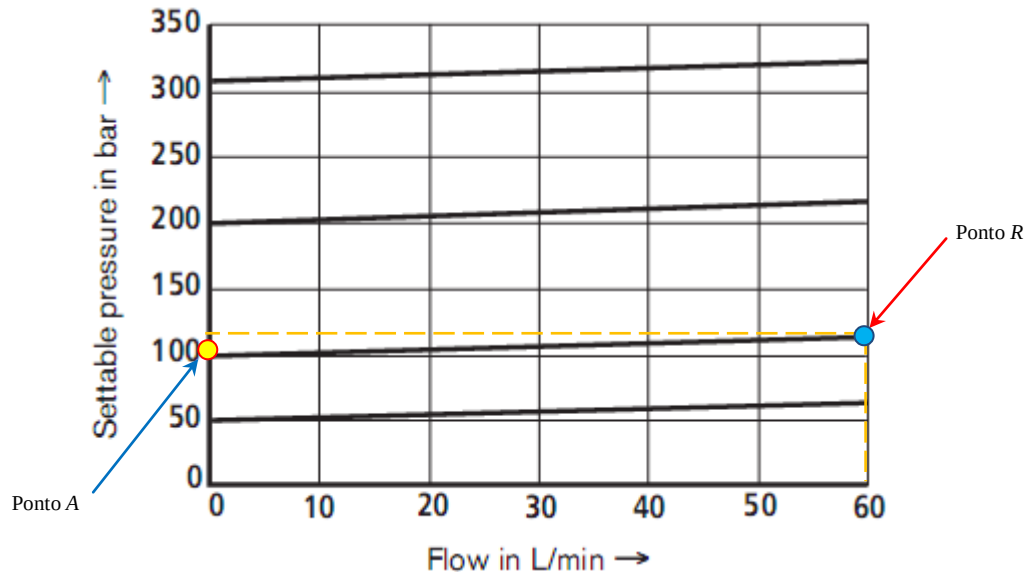


Figura 3.10 Características da válvula Bosch Rexroth ZDB 6 VA2-4X/315V (catálogo electrónico)

A zona linear da válvula é expressa de forma análoga à equação de uma recta cuja equação é dada pela expressão 3.30.

$$p = a \cdot q + b \quad (3.30)$$

em que a é a constante de débito, k_{lim} , e b a pressão de abertura, p_{ab} . Então, reescrevendo a equação, temos:

$$p = k_{lim} \cdot q + p_{ab} \quad (3.31)$$

Como mencionado, todos os modelos teriam como variável de estado a pressão, o que leva a que se tenha de inverter a equação 3.31 e reescreve-la em ordem ao caudal conforme a equação 3.32.

$$q = \frac{1}{k_{lim}} (p - p_{ab}) \quad (3.32)$$

Onde p_{ab} é determinado à custa da constante de débito e das coordenadas do ponto de calibração (no caso genérico, o ponto R). Assim,

$$q_{cal} = \frac{1}{k_{lim}} (p_{cal} - p_{ab}) \quad (3.33)$$

Colocando p_{ab} em evidência, temos:

$$p_{ab} = p_{cal} - k_{lim} \cdot q_{cal} \quad (3.34)$$

Determinado o valor de p_{ab} e considerando a equação 3.32, podemos escrever as equações que definem a primeira e segunda zona de funcionamento da válvula.

$$\begin{cases} q = 0 & , \quad p < p_{ab} \\ q = \frac{1}{k_{lim}}(p - p_{ab}) & , \quad p \geq p_{ab} \end{cases} \quad (3.35)$$

A zona de saturação é definida pelo caudal, q , que flui num orifício de dimensões fixas, cujo regime de escoamento é turbulento e caracterizado pela equação 3.36.

$$q = c_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p|}{\rho}} \quad (3.36)$$

onde c_d é o coeficiente de descarga, A a área do orifício da válvula [m^2], Δp o diferencial de pressão entre a entrada e saída da válvula [N/m^2] e ρ a massa específica do fluido hidráulico.

No caso da modelação da válvula considera-se a expressão condensada dada pela equação 3.37:

$$q = \sqrt{\frac{\Delta p}{k_{sat}}} \quad (3.37)$$

onde k_{sat} [$MPa/(l^2/min^2)$] é a constante de saturação.

A característica de saturação é definida pelos parâmetros q_{sat} e p_{sat} . Considerando o ponto genérico Z da figura 3.11, como o ponto de saturação, e q_{sat} e p_{sat} como as suas coordenadas, pode-se determinar o valor de k_{sat} .

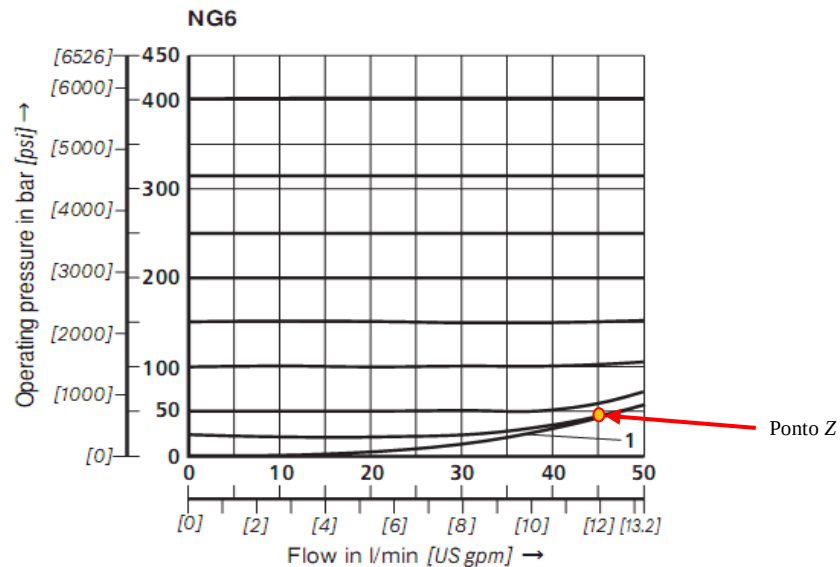


Figura 3.11 Características da válvula Bosch Rexroth DBD NG6 (catálogo electrónico)

Assim, k_{sat} toma o valor de:

$$k_{sat} = \frac{p_{sat}}{q_{sat}^2} \quad (3.38)$$

De acordo com o mencionado ao longo da descrição do modelo e fazendo apelo às equações obtidas, pode-se expressar o valor do caudal q [m^3/min] em circulação na válvula, para qualquer pressão de funcionamento, através das equações 3.39:

$$\begin{cases} q = 0 & , \quad p < p_{ab} \\ q = \min\left(\frac{1}{k_{lim}}(p - p_{ab}), \sqrt{\frac{\Delta p}{k_{sat}}}\right) & , \quad p \geq p_{ab} \end{cases} \quad (3.39)$$

Implementação do modelo em Simulink

O modelo informático da válvula limitadora de pressão implementado em *Simulink* é em tudo semelhante à equação 3.39; o que há a registar são conversões de unidades e o cálculo das variáveis intermédias p_{ab} e k_{sat} durante a inicialização do modelo.

Na figura 3.12 apresenta-se a caixa de diálogo correspondente ao modelo da válvula limitadora de pressão.

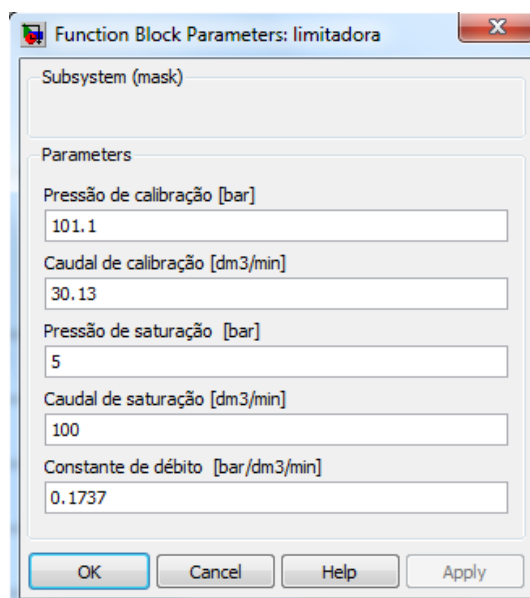


Figura 3.12 Caixa de diálogo da válvula limitadora do modelo

3.2.6 Modelo da Servo-Distribuidora

Na literatura é possível encontrar diversos modelos que descrevem o comportamento de válvulas do tipo proporcional [7-18]. Alguns destes, descrevem modelos muito complexos do movimento da gaveta da válvula; uns modelam as forças de caudal usando ferramentas computacionais de dinâmica de fluidos, enquanto outros modelam os efeitos das características da mola, atritos na gaveta ou a geometria da válvula. Contudo, a simulação em tempo real destes modelos teóricos torna-se bastante difícil ou mesmo impossível. Uma outra dificuldade da utilização destes modelos reside na identificação da geometria da válvula e parâmetros resultantes das leis da física que aqui se aplicam, informação esta raramente ou nunca fornecida pelos fabricantes destas válvulas.

Um outro tipo de modelos que descreve o comportamento das válvulas são os designados de modelos semi-empíricos. Estes requerem muito menos esforço computacional e os seus parâmetros são facilmente ajustados por métodos numéricos, que usam características medidas ou recolhidas directamente dos catálogos dos fabricantes. Estes modelos exprimem o comportamento estático e dinâmico da válvula, usando funções matemáticas bem conhecidas, sendo independentes do design que cada fabricante usa nas suas válvulas.

A modelação seguida neste trabalho segue este tipo de modelo, onde o modelo é equivalente ao apresentado em [18].

O modelo que aqui se descreve tem por base uma série de premissas:

- O volume das câmaras da válvula são muito pequenas e assim os caudais de compressibilidade são movidos para os nós hidráulicos [6].
- Se os caudais de transição forem negligenciáveis em cada instante, durante o movimento da gaveta, os caudais de saída são os mesmo que os obtidos em regime estacionário para a mesma posição da gaveta e as mesmas condições de pressão [20].

Desta forma, o modelo da válvula pode ser dividido em dois grandes blocos colocados em série, tal como ilustrado na figura 3.13. O primeiro bloco, tem como entrada um sinal eléctrico (em tensão), imagem da referência da posição da gaveta, enquanto a saída traduz a posição real da gaveta. Assim, este bloco modela a dinâmica não linear de posicionamento da gaveta. O segundo bloco reflecte o comportamento

estático do andar de potência da válvula, relacionando os caudais em circulação com a posição da gaveta e as pressões em cada um dos seus portos.

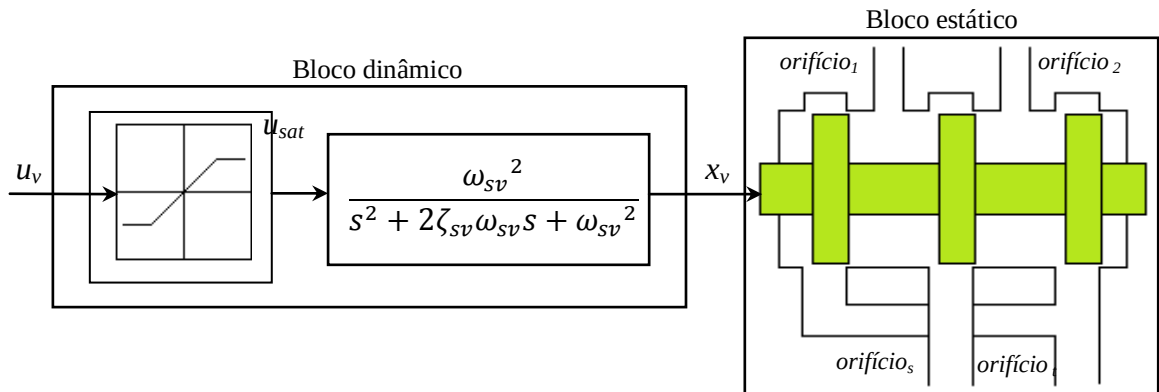


Figura 3.13 Ilustração dos blocos dinâmico e estático da servo-distribuidora

Modelo estático

O modelo estático que aqui se apresenta tem por objectivo reproduzir as características estáticas da válvula (por via experimental ou através de catálogos): ganho de pressão, ganho de caudal e caudal de fugas, com especial ênfase em torno da posição central da gaveta. As válvulas em consideração são simétricas e têm quatro secções de controlo, cujas áreas são função da posição da gaveta da válvula, sendo estas áreas modeladas recorrendo às funções designadas de pseudo-secções $A_{ij}(x_v)$ [16].

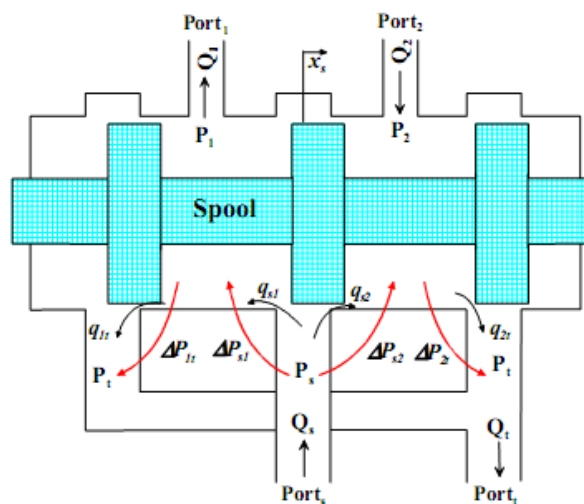


Figura 3.14 Ilustração do andar estático da servo-distribuidora

É de salientar que no modelo que aqui se apresenta os caudais volumétricos são sempre assumidos como turbulentos. As zonas onde se observa escoamento laminar estão implicitamente modeladas nas funções das pseudo-secções $A_{ij}(x_v)$. Assim, o caudal

volumétrico q_{ij} que atravessa uma secção de controlo, do orifício i para o orifício j é escrita da seguinte forma:

$$q_{ij} = \text{sgn}(\Delta p_{ij}) \cdot A_{ij}(x_v) \cdot \sqrt{|\Delta p_{ij}|} \quad (3.40)$$

onde $\Delta p_{ij} = p_i - p_j$ é a queda de pressão entre os dois orifícios e o $\text{sgn}(\Delta p_{ij})$ é o sinal de $(p_i - p_j)$.

Estas válvulas distribuidoras de elevado desempenho, são usualmente construídas com restrições consideradas emparelhadas e simétricas. Assim, são consideradas emparelhadas as restrições caracterizadas pelas pseudo-secções $A_{s1}(x_v)$ e $A_{2t}(x_v)$ e as pseudo-secções $A_{s2}(x_v)$ e $A_{1t}(x_v)$, isto é, $A_{s1}(x_v) = A_{2t}(x_v) = A_p(x_v)$ e $A_{s2}(x_v) = A_{1t}(x_v) = A_n(x_v)$. A consideração de simetria significa que $A_p(x_v) = A_n(-x_v)$. Estas relações implicam que apenas é necessária a determinação de uma função de pseudo-secção para caracterizar o comportamento estático da válvula e que, no caso presente, os dados normalmente fornecidos pelo fabricante são suficientes para definir a função, isto é, o ganho em caudal, ganho em pressão e o caudal de fuga máximo.

Então, para o caso de válvulas de orifícios emparelhados e simétricos (que são as que serão consideradas ao longo deste texto), as equações de caudal associado a cada pseudo-secção podem ser escritas como:

$$\begin{aligned} q_{s1} &= \text{sgn}(\Delta p_{s1}) \cdot A_p(x_v) \cdot \sqrt{|\Delta p_{s1}|} \\ q_{s2} &= \text{sgn}(\Delta p_{s2}) \cdot A_n(x_v) \cdot \sqrt{|\Delta p_{s2}|} \\ q_{1t} &= \text{sgn}(\Delta p_{1t}) \cdot A_n(x_v) \cdot \sqrt{|\Delta p_{1t}|} \\ q_{2t} &= \text{sgn}(\Delta p_{2t}) \cdot A_p(x_v) \cdot \sqrt{|\Delta p_{2t}|} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Considerando como referência o diagrama da válvula apresentado na figura 3.14, o caudal do orifício do tanque q_t , o caudal do orifício da fonte q_s , e os caudais dos orifícios 1 e 2, q_1 e q_2 respectivamente, podem ser escritos da seguinte forma:

$$\begin{aligned} q_s &= q_{s1} + q_{s2} \\ q_t &= q_{1t} + q_{2t} \\ q_1 &= q_{s1} - q_{1t} \end{aligned}$$

$$q_2 = q_{2t} - q_{s2} \quad (3.42)$$

O ponto mais importante de operação de uma válvula é o ponto correspondente à posição central da gaveta, uma vez que os servo-mecanismos normalmente trabalham nesta zona de funcionamento. O ganho de caudal, nesta zona, afecta o ganho de malha aberta do sistema enquanto o ganho de pressão e o caudal de fuga estão fortemente ligados à rigidez do servo-sistema. Estas características da válvula são a base para o cálculo do modelo estático, pelo que, de seguida são apresentadas as equações teóricas que permitem calcular o ganho de caudal, o ganho de pressão e caudal de fugas de uma válvula nesta região de trabalho.

Ganho de caudal

O ganho de caudal é definido como a derivada do caudal de carga, na posição central ($x_v = 0$);

$$\bar{K}_{q0} = \left. \frac{\partial q_L}{\partial x_v} \right|_{x_v=0} \quad (3.43)$$

No diagrama da válvula na figura 3.14, se os orifícios 1 e 2 estiverem ligados com resistência nula, o caudal volumétrico q_L é dado pela equação 3.44:

$$q_L(x_v) = q_{s1} - q_{1t} = A_p(x_v) \cdot \sqrt{\Delta p_{s1}} - A_n(x_v) \cdot \sqrt{\Delta p_{1t}} \quad (3.44)$$

assumindo que $p_t = 0$ e que não há escoamento inverso, isto é, Δp_{s1} e Δp_{1t} são sempre positivos, então:

$$q_L(x_v) = A_p(x_v) \cdot \sqrt{p_s - p_1} - A_n(x_v) \cdot \sqrt{p_1} \quad (3.45)$$

Onde p_i é a pressão relativa do orifício i ($i=1,2$) em relação à pressão do tanque $p_t = 0$.

Como os orifícios 1 e 2 estão ligados com resistência nula,

$$p_1 = p_2 = \frac{p_s}{2} \quad \forall \quad q_L(x_v) \quad (3.46)$$

Então, vem para a posição central.

$$q_L(x_v = 0) = A_p(x_v = 0) \cdot \sqrt{\frac{p_s}{2}} - A_n(x_v = 0) \cdot \sqrt{\frac{p_s}{2}} \quad (3.47)$$

Ganho de pressão

A pressão de carga p_L é definida como a diferença de pressão entre os orifícios 1 e 2, isto é, $p_L = (p_1 - p_2)$. A pressão de carga relativa é definida como $\bar{p}_L = p_L/p_s$. O ganho de pressão relativo é então definido como a derivada da pressão de carga relativa, na posição central da gaveta, sem caudal em circulação ($q_L(0) = 0$).

$$\bar{K}_{p0} = \left. \frac{\partial \bar{p}_L}{\partial x_v} \right|_{x_v=0} \quad (3.48)$$

Usando a equação:

$$p_s = p_1 + p_2 \quad (3.49)$$

(que se verifica pela igualdade de $q_1 = q_2$, quando a válvula está conectada a um cilindro simétrico)

as pressões dos orifícios 1 e 2 podem ser expressos como funções de $\bar{p}_L$:

$$p_1 = p_s - p_2 = \frac{p_s}{2} \cdot (1 + \bar{p}_L) \quad (3.50)$$

$$p_2 = p_s - p_1 = \frac{p_s}{2} \cdot (1 - \bar{p}_L) \quad (3.51)$$

Se no diagrama da válvula da figura 3.14, os orifícios 1 e 2 estiverem fechados, por forma, a que o caudal que por eles circula seja zero, os caudais internos serão iguais dois a dois ($q_{s1} = q_{1t}$) e ($q_{2t} = q_{s2}$). Então, usando as equações 3.46 e 3.49 pode-se escrever que:

$$A_p(x_v) \cdot \sqrt{\frac{p_s}{2} \cdot (1 - \bar{p}_L)} = A_n(x_v) \cdot \sqrt{\frac{p_s}{2} \cdot (1 + \bar{p}_L)} \quad (3.52)$$

Então, resolvendo a equação 3.52 em ordem a $\bar{p}_L$, a pressão de carga relativa será então dada por:

$$\bar{p}_L = \frac{A_p(x_v)^2 - A_n(x_v)^2}{A_p(x_v)^2 + A_n(x_v)^2} \quad (3.53)$$

Caudal de fuga

As ligações usadas no caudal de fugas q_{lk} são as mesmas usadas aquando do ganho de pressão. Analisando q_{lk} para $x_v \geq 0$ obtem-se:

$$q_{lk} = q_{1t} + q_{s2} = q_{s1} + q_{2t} \quad (3.54)$$

$$\begin{aligned} q_{lk}(x_v) &= A_n(x_v) \cdot \sqrt{p_1} + A_n(x_v) \cdot \sqrt{p_s - p_2} \\ &= A_p(x_v) \cdot \sqrt{p_s - p_1} + A_p(x_v) \cdot \sqrt{p_2} \end{aligned} \quad (3.55)$$

Usando, as equações 3.50, 3.51 e 3.55, o caudal de fugas pode ser expresso como função da pressão de carga relativa $\bar{p}_L$:

$$q_{lk}(x_v) = q_{lk}(\bar{x}_v, \bar{p}_L) = 2 \cdot A_n(x_v) \cdot \sqrt{\frac{p_s}{2} \cdot (1 + \bar{p}_L)} \quad (3.56)$$

De forma análoga, o caudal de fugas pode ser expresso como uma função da pseudo-seção $A_p(x_v)$:

$$q_{lk}(x_v) = q_{lk}(x_v, \bar{p}_L) = 2 \cdot A_p(x_v) \cdot \sqrt{\frac{p_s}{2} \cdot (1 - \bar{p}_L)} \quad (3.57)$$

Na posição central, isto é, para $x_v = 0$ e $\bar{p}_L = 0$ o caudal de fugas é dado por,

$$q_{lk}(x_v, \bar{p}_L)|_{x_v=0} = q_{lk0} = 2 \cdot A_n(0) \cdot \sqrt{\frac{p_s}{2}} \quad (3.58)$$

O caudal de fugas para uma posição positiva da gaveta, x_v^* , longe da posição central pode ser encontrado assumindo $\bar{p}_L = 1$. Usando, esta premissa na equação 3.56 leva à equação 3.59.

$$q_{lk}(x_v) = 2 \cdot A_n(x_v^*) \cdot \sqrt{p_s} \quad (3.59)$$

Funções das pseudo-seções

As funções das pseudo-seções fazem apelo às equações de estrutura variável baseadas em funções exponenciais, que têm como principal característica a relação algébrica entre os parâmetros do modelo e as características estáticas da válvula.

As equações das pseudo-seções apresentam duas regiões diferentes, as quais se alteram num ponto de transição x_t , assim:

$$A_n(x_v) = \begin{cases} \gamma \cdot e^{-k \cdot x_v/2}, & -x_t \leq x_v \leq 1 \\ -\alpha \cdot x_v + \beta, & -1 \leq x_v < -x_t \end{cases} \quad (3.60)$$

$$A_p(x_v) = \begin{cases} \alpha \cdot x_v + \beta, & x_t < x_v \leq 1 \\ \gamma \cdot e^{k \cdot x_v/2}, & -1 \leq x_v \leq x_t \end{cases} \quad (3.61)$$

com γ, k, α, β e $x_t \in \mathbb{R}^+$ e $x_t \in]0,1[$. As características estáticas usadas para o cálculo destes parâmetros são o caudal nominal q_n para uma queda de pressão na válvula igual à pressão nominal p_n , o ganho relativo de pressão e o caudal de fugas ou ganho de caudal na posição central da gaveta. No presente caso, foi adoptado o caudal de fugas em detrimento do ganho de caudal, por se considerar que a reprodução do caudal de fugas seria mais relevante do que o ganho de caudal.

Com as equações 3.53, 3.60 e 3.61 pode-se definir a pressão de carga relativa na proximidade da posição central da gaveta:

$$\bar{p}_L = \frac{e^{kx_v} - e^{-kx_v}}{e^{kx_v} + e^{-kx_v}} = \tanh(kx_v), \quad -x_t \leq x_v \leq x_t \quad (3.62)$$

Então, o ganho relativo de pressão (equação 3.48) na origem é,

$$\bar{K}_{p0} = k \quad (3.63)$$

Com as equações 3.53 e 3.57 define-se o caudal de fugas:

$$q_{lk} = 2 \cdot A_n(x_v) \cdot A_p(x_v) \sqrt{\frac{p_s}{A_p(x_v)^2 + A_n(x_v)^2}} \quad (3.64)$$

Para $-x_t \leq x_v \leq x_t$ as pseudo-seccões são,

$$A_p(x_v) = \gamma e^{kx_v/2} \quad (3.65)$$

e

$$A_n(x_v) = \gamma e^{-kx_v/2} \quad (3.66)$$

Usando estas pseudo-seccões na equação 3.64, o caudal de fugas torna-se,

$$\begin{aligned} q_{lk} &= 2 \cdot \gamma^2 \sqrt{\frac{p_s}{\gamma^2 e^{kx_v} + \gamma^2 e^{-kx_v}}} \\ &= \gamma \sqrt{\frac{2 \cdot p_s}{\cosh(kx_v)}} \end{aligned} \quad (3.67)$$

É de realçar que a função genérica $1/\cosh(.)$, segue o comportamento real da curva de caudal de fugas. Onde se verifica que o caudal de fugas máximo ocorre na posição central da gaveta. O caudal de fugas na origem esta directamente relacionado ao parâmetro γ , de onde resulta,

$$q_{lk0} = \gamma \sqrt{2 \cdot p_s} \quad (3.68)$$

Da equação de caudal volumétrico (3.40), e para $-x_t \leq x_v \leq x_t$,

$$q_L = \gamma e^{kx_v/2} \cdot \sqrt{\frac{p_s}{2}} - \gamma e^{-kx_v/2} \cdot \sqrt{\frac{p_s}{2}} \quad (3.69)$$

Consequentemente, o ganho de caudal é dado por,

$$\bar{K}_{q0} = \gamma k \sqrt{\frac{p_s}{2}} \quad (3.70)$$

As restantes equações usadas para o cálculo destes parâmetros são baseadas na continuidade da pseudo-secção $A_p(x_v)$ e na sua derivada, para o ponto de transição (x_t) e na definição de caudal nominal. O que resulta no sistema de equações 3.71,

$$\begin{cases} \alpha \cdot x_v + \beta = \gamma e^{kx_v/2} & \text{continuidade em } x_t \\ \alpha = \gamma \frac{k}{2} e^{kx_v/2} & \text{continuidade da derivada em } x_t \\ q_n|_{x_v=1} = (\alpha \cdot x_v + \beta) \sqrt{p_n}|_{x_v=1} & \text{definição de caudal nominal} \end{cases} \quad (3.71)$$

que deve ser resolvido para o cálculo dos parâmetros α , β e x_t . O caudal nominal q_n para uma queda de pressão na válvula igual à pressão nominal p_n , parâmetro que está disponível nos catálogos dos fabricantes ou que pode ser medido para uma determinada válvula, define o caudal longe da origem onde $A_n(x_v \approx 1) \approx 0$.

Uma propriedade interessante das pseudo-secções dada pelas equações 3.60 e 3.61 é a relação directa entre os seus parâmetros e as características estáticas da válvula, onde o ganho de pressão se relaciona com k e o caudal de fugas máximo se relaciona com γ . Assumindo que o ganho relativo de pressão deve ser sempre reproduzido, as equações 3.63, 3.71 e 3.68 ou 3.70 devem ser usadas para o cálculo dos parâmetros a caudal de fugas nulo ou ganho de caudal respectivamente. Por fim, há a referir o facto da posição da gaveta estar adimensionada.

Modelo dinâmico

O modelo dinâmico que aqui se apresenta é especialmente vocacionado para controlo de servo sistemas. Como a histerese deste tipo de válvulas é normalmente inferior a 0.5% e perturbações como o atrito da gaveta e as forças de caudal são minimizadas pelo controlo da posição da gaveta em malha fechada, então, o comportamento mais importante a ser modelado é a resposta em frequência da posição da gaveta em função da sua entrada. Assim, a amplitude da resposta em frequência é aqui modelada por um sistema de segunda ordem com ganho unitário, como se pode observar na figura 3.15.

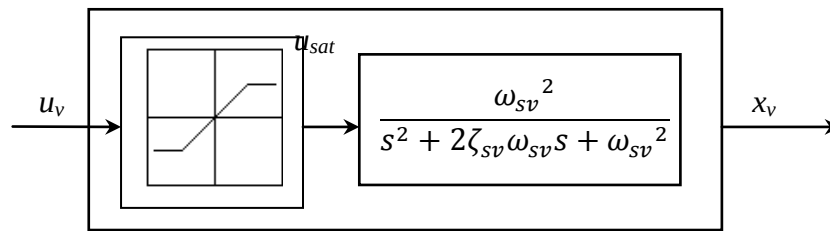


Figura 3.15 Modelo dinâmico da servo-distribuidora

O sistema de segunda ordem justifica-se pela presença de uma massa em movimento num meio viscoso, sob acção do electroímã que trabalha contra uma mola. O bloco de saturação pretende emular a saturação que se evidencia no amplificador de sinal de entrada da válvula, o que resulta na limitação da tensão de controlo dentro do intervalo de $-10V$ e $+10V$. Assim,

$$u_{sat} = \begin{cases} 10 & \text{se } u_v \geq 10 \\ u_v & \text{se } -10 < u_v < 10 \\ -10 & \text{se } u_v \leq -10 \end{cases} \quad (3.72)$$

Os parâmetros do modelo dinâmico da servo-distribuidora são obtidos através da resposta média em frequência das curvas fornecidas pelo fabricante (abertura de 50 %) [16]. Para definir o modelo dinâmico são usados os parâmetros ω_{sv} e ζ_{sv} . Na figura 3.16 é apresentada uma representação genérica da resposta de uma válvula para uma abertura de 50 %, de onde se podem aferir os parâmetros ω_{sv} e ζ_{sv} .

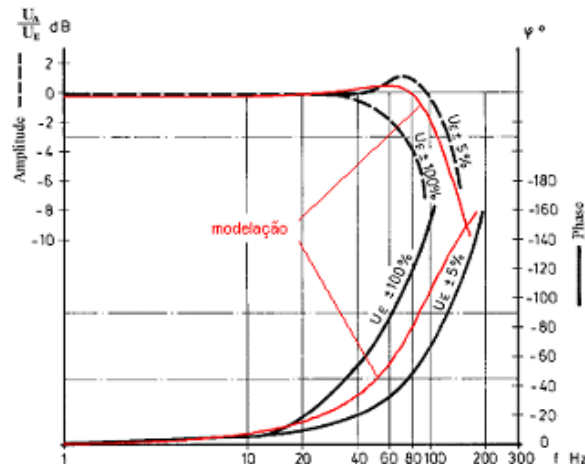


Figura 3.16 Resposta em frequência da servo-distribuidora

Implementação do modelo em Simulink

O modelo informático da servo-distribuidora é em tudo semelhante ao apresentado no modelo, de onde se salienta o cálculo das áreas das pseudo-seções pelas equações 3.60 e 3.61, e o cálculo dos caudais q_s , q_t , q_1 e q_2 através das equações 3.42. Para o modelo dinâmico, à apenas a referir os parâmetros ω_{sv} e ζ_{sv} da função de transferência, de segunda ordem.

Relativamente a inicializações, constata-se o cálculo dos parâmetros γ, k, α, β e x_t à custa dos parâmetros do modelo: caudal de fugas máximo, q_{lk0} , ganho de pressão relativo, k , e caudal nominal, $q_n|_{x_v=1}$, isto de acordo com as equações 3.63 e 3.68, e pelo sistema de equações 3.71.

Na figura 3.17 é apresentada a caixa de diálogo do modelo de simulação correspondente à servo-distribuidora.

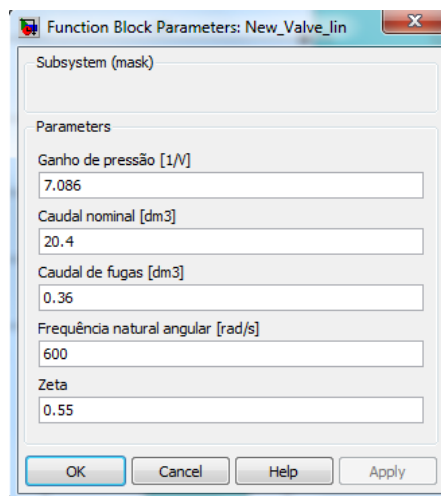


Figura 3.17 Caixa de diálogo da servo-distribuidora

3.2.7 Modelo do cilindro

Apesar do cilindro utilizado no sistema ser simétrico, para maior generalidade do modelo considerou-se um cilindro assimétrico, cujo comportamento se torna no de um cilindro simétrico por manipulação dos parâmetros de entrada.

A modelação do cilindro simétrico incluído no sistema é aqui apresentada em duas partes. A primeira é a parte mecânica, onde é realizada a análise de forças no cilindro; a segunda é a parte hidráulica, onde se procede à análise dos balanços de caudais em cada uma das câmaras do cilindro.

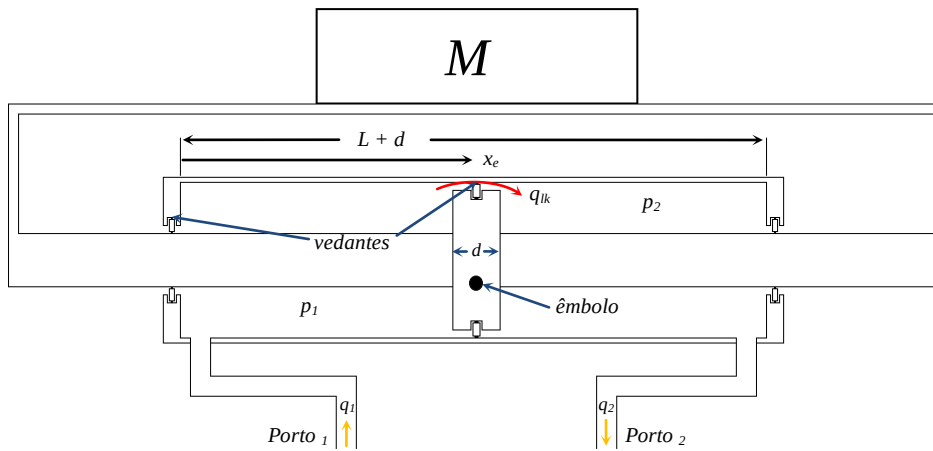


Figura 3.18 Cilindro assimétrico

Modelação da parte mecânica

Na modelação da parte mecânica pretende-se estabelecer um conjunto de equações que expressem o balanço das forças actuantes no cilindro. A carga transportada pelo cilindro é considerada como estando rigidamente ligada ao êmbolo do cilindro. Portanto as forças que se fazem sentir no actuador são as forças externas (se as houver), as forças de atrito, as forças de inércia e as forças devidas às pressões existentes nas câmaras. Assim, e tendo por base a segunda lei de *Newton*, pode-se exprimir o balanço de forças presentes no cilindro através das equações 3.73 e 3.74:

$$M \frac{dv_e}{dt} = p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 - F_a - F_{ext} \quad (3.73)$$

$$\frac{dx_e}{dt} = v_e \quad (3.74)$$

Onde:

M – massa do conjunto haste-êmbolo-carga [kg]

F_{ext} – força exterior [N]

F_a – força de atrito [N]

v_e – velocidade do êmbolo [m/s]

x_e – posição do êmbolo [m]

p_1 – pressão da câmara 1 do cilindro [N/m^2]

p_2 – pressão da câmara 2 do cilindro [N/m^2]

A_1 – área da secção 1 do êmbolo [m^2]

A_2 – área da secção 2 do êmbolo [m^2]

A força de atrito entre duas superfícies em contacto é definida como a força tangencial de reacção entre as mesmas. Fisicamente, esta força de reacção pode ser o resultado de diversos factores, dos quais se podem evidenciar: a geometria de contacto e sua topologia, as propriedades do material, a aspereza das superfícies, a posição e velocidade relativa dos corpos, a presença ou não de lubrificação, entre outros factores. Esta força adquire uma especial relevância em sistemas servo-controlados porque pode resultar em erros não negligenciáveis, no aparecimento de ciclos limite e baixo desempenho. É, portanto, importante para os engenheiros entender este fenómeno e saber como lidar com ele.

Assim, no caso de contactos lubrificados, pode-se descrever o fenómeno do atrito como sendo um fenómeno que se evidencia em quatro regimes de velocidade [18], tal como ilustrado na figura 3.19.

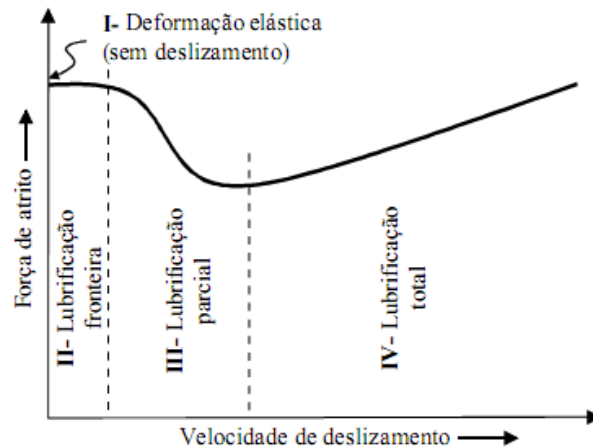


Figura 3.19 Curva de Stribeck

O primeiro regime é do atrito seco/estático (velocidade nula), onde as superfícies estão em contacto directo sem a presença de filme de fluido. A força de atrito opõe-se à tendência ao movimento equilibrando as restantes forças, sob o efeito da elasticidade das asperezas das superfícies e dos vedantes.

O segundo regime evidencia a lubrificação limite (velocidade muito baixa), onde as partículas de fluido ficam aprisionadas devido à existência de deslocamento e à aspereza das superfícies. No entanto, as superfícies deslocam-se com uma velocidade de tal forma reduzida que não permite a criação de um filme de fluido.

O terceiro regime é o chamado de lubrificação parcial (velocidade “média”), no qual ocorre o efeito de *Stribeck*, que se caracteriza por uma diminuição da força de atrito com o aumento da velocidade relativa.

O quarto regime é o do atrito viscoso/lubrificação hidrodinâmica (velocidade elevada), onde se evidencia a predominância das forças de viscosidade, o qual se caracteriza por um aumento da força de atrito com o aumento da velocidade.

A partir desta definição ou de outras, têm se vindo a construir ao longo dos tempos diversos modelos, uns parciais e outros “completos”. Alguns destes modelos são apenas estáticos enquanto outros são dinâmicos.

Os modelos estáticos são muito antigos e remontam aos tempos do eterno Leonardo da Vinci. A força de atrito em função da velocidade, para um movimento com velocidade constante, é chamada de curva de *Stribeck*. Os modelos clássicos de atrito utilizam diferentes componentes para a representação de cada uma dessas parcelas de

atrito. Na figura 3.20 podem-se observar uma variedade de modelos propostos ao longo dos tempos, com o intuito de representar cada uma dessas parcelas de atrito.

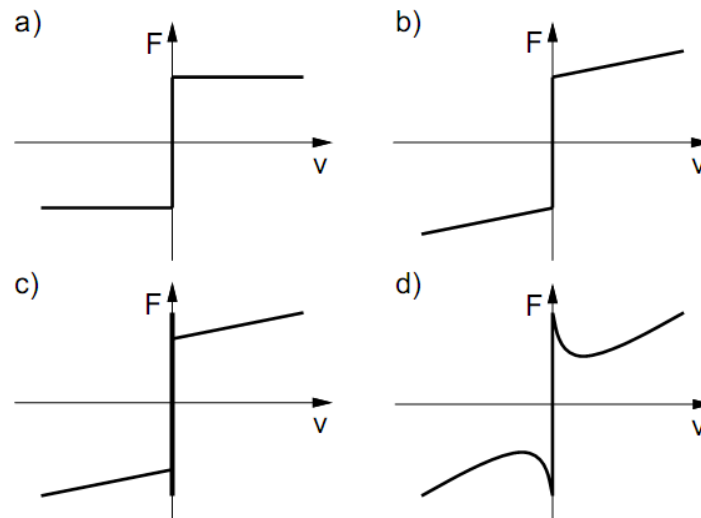


Figura 3.20 Exemplos de modelos estáticos

Como se constata na figura 3.20, o modelo a) representa o atrito de *Coulomb*, em b) temos o atrito de *Coulomb* mais o atrito viscoso, em c) temos o atrito de *Coulomb* mais o atrito viscoso e *Stiction*, em d) podemos ver como a força de atrito decresce continuamente desde o valor estático até ao ponto em que as forças viscosas se sobrepõem às estáticas, o que é conhecido como o efeito de *Stribeck*.

Contudo, o fenómeno de atrito é bem mais complexo do que o representado nos modelos descritos, como exemplo, pode-se referir o facto de nenhum dos modelos representados especificar o valor da força para velocidades nulas; o facto de o atrito não ter uma resposta instantânea à variação da velocidade; o problema do pré-deslizamento, onde o atrito se comporta como uma mola quando a força aplicada é menor que a força de descolamento; o comportamento histerético na relação atrito/velocidade, etc. Dado que os modelos estáticos não contemplam estes efeitos, foram criados outros modelos para os reproduzir, designados modelos dinâmicos.

Os modelos dinâmicos caracterizam-se pela utilização de variáveis de estado, normalmente uma ou duas, pela sua capacidade de reproduzir comportamentos histeréticos, os normais efeitos de *stick-slip* e *stribek* e comportamentos mais complexos como a deriva (deslocamentos sem limites) quando sujeitos a pequenas variações de força abaixo da força de *break-away*.

De entre, os modelos dinâmicos podem-se referir diversos modelos. O modelo de *Dahl* [21], que tem como ponto de partida a descrição da curva de tensão-deformação da mecânica dos sólidos clássica. O modelo de *Bliman* e *Sorine* [22], que têm a sua plataforma matemática assente nos operadores de histerese [23] e inclui a força de colagem, o pré-deslizamento e o comportamento com histerese. O modelo de *Lugre* [24] que é inspirado na interpretação do atrito como resultante da força gerada pela “ligação” de um conjunto de cerdas, salientes entre duas superfícies em contacto, e que é visto como uma extensão do modelo de *Dahl*. O modelo elasto-plástico proposto em [25] e [26] que tenta resolver o problema da deriva dos sistemas, quando sujeitos a pequenas variações de força abaixo da força de *break-away*.

Dos modelos dinâmicos que se referiram, o modelo elasto-plástico apresenta-se como o mais completo [18]. Contudo, o modelo de *LuGre* apresenta uma melhor relação desempenho/complexidade, o que associado à maior facilidade de identificação dos seus parâmetros, constitui uma boa solução para a modelação do fenómeno do atrito em sistemas hidráulicos, resultando assim no modelo adoptado no presente trabalho.

Assim, este modelo é definido pelas seguintes equações:

$$F_a = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + k_v v_e \quad (3.75)$$

$$\frac{dz}{dt} = v_e - \frac{|v_e|}{g(v_e)} z \quad (3.76)$$

$$g(v_e) = F_C + (F_S - F_C) e^{-|v_e/v_S|^\alpha} \quad (3.77)$$

em que v_e representa a velocidade do êmbolo, F_a representa a força de atrito descrita por uma combinação linear de z , $\frac{dz}{dt}$ e o atrito viscoso. A equação 3.76 representa a dinâmica do estado interno do atrito z , que não é mensurável. A função $g(v_e)$ descreve parte das características em regime permanente do modelo para os movimentos com velocidade constante, onde v_S representa a velocidade de *Stribeck*, F_S a força de atrito estático, F_C a força de atrito de *Coulomb*, k_v o coeficiente de atrito viscoso. Quanto ao parâmetro α , este influencia a forma da curva de *Stribeck* e para a qual a literatura propõe como valor: $\alpha = 1$ [27], $0.5 \leq \alpha \leq 1$ [28] e $\alpha = 2$ [29]. Desta forma, o modelo de atrito completo é caracterizado por quatro parâmetros estáticos (v_S, F_S, F_C, k_v), dois parâmetros dinâmicos (σ_0, σ_1) e o parâmetro α .

Modelação da parte hidráulica

A modelação da parte hidráulica segue o modelo genérico de uma câmara de volume variável (figura 3.21), em que se considera uma câmara de volume variável $V(t)$ cheia de óleo, a uma pressão $p(t)$, temperatura $T(t)$ e de massa específica $\rho(t)$. Aplicando a lei de conservação da massa ao volume $V(t)$, resulta que a diferença entre a massa de óleo que entra e sai num intervalo de tempo dt , é igual à variação da massa de óleo no interior desse mesmo volume.

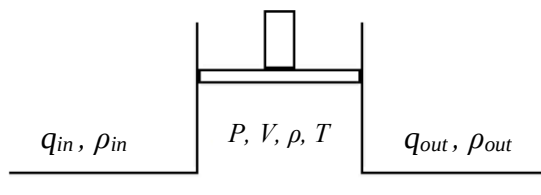


Figura 3.21 Câmara genérica de volume variável

Assim, admitindo as seguintes hipóteses, classicamente aceites para estabelecer o modelo de uma câmara:

- A pressão na câmara é homogénea
- A temperatura do óleo é constante

Aplicando o princípio da conservação da massa aplicada a um volume genérico, tem-se,

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (3.78)$$

Fazendo intervir o caudal volumétrico,

$$\frac{d}{dt}(\rho V) = \rho_{in} q_{in} - \rho_{out} q_{out} \quad (3.79)$$

Expressando a variação da massa específica face à variação da massa específica média e utilizando a definição do módulo de compressibilidade $\beta_e(p) = -V \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)$, resulta a expressão:

$$\frac{V}{\beta_e(p)} \frac{dp}{dt} + \frac{dV}{dt} = q_{in} - q_{out} \quad (3.80)$$

onde q_{in} e q_{out} representam, respectivamente, o caudal que entra e que sai do volume $V(t)$, o primeiro termo representa o caudal de compressibilidade, o segundo termo o caudal de velocidade e β_e o módulo de compressibilidade efectivo.

Com a equação anterior não se está, ainda, em condições de escrever as equações que expressam o balanço de caudais associado a cada uma das câmaras do cilindro, pelo que se fazem uns pressupostos extra para a sua escrita:

- O corpo do cilindro é considerado rígido e de secção constante;
- O caudal de fugas interno é considerado como acontecendo em regime laminar, portanto proporcional ao diferencial de pressão nas câmaras;
- As fugas entre as câmaras e o exterior do cilindro são consideradas desprezáveis;

Tendo em conta o mencionado e a equação 3.80, as equações que expressam o balanço de caudais para cada uma das câmaras do cilindro são:

– Câmara 1

$$q_1 = g_{lkc}(p_1 - p_2) + A_1 v_e + \frac{V_{L1} + A_1 x_e}{\beta_1(p_1)} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (3.81)$$

– Câmara 2

$$q_2 = -g_{lkc}(p_1 - p_2) + A_2 v_e + \frac{V_{L2} + A_2(L - x_e)}{\beta_{e2}(p_2)} \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (3.82)$$

onde $g_{lkc}(p_1 - p_2)$ representa o caudal de fugas entre as câmaras 1 e 2 do cilindro. A condutância/constante de fugas do cilindro g_{lkc} pode ser determinada experimentalmente tal como descrito em [19].

Os últimos termos das equações 3.81 e 3.82 expressam o caudal de compressibilidade. No entanto, mas como mencionado na arquitectura do sistema, este não fará parte do modelo do cilindro mas sim do nó hidráulico associado a cada uma das câmaras do cilindro. O que fará parte do modelo do cilindro é somente o valor das suas capacitâncias (C_1 e C_2) assim como os caudais de velocidade ($A_1 v_e$ e $A_2 v_e$), sendo estes valores fornecidos ao nó associado. Os valores das capacitâncias são função dos volumes ($V_{L1} + A_1 x_e$ e $V_{L2} + A_2(L - x_e)$) e do valor do módulo de compressibilidade de cada

uma das câmaras. Já os volumes são função da posição do cilindro (A_1x_e e $A_2(L - x_e)$) e dos volumes mortos de cada uma das câmaras (V_{L1} e V_{L2}). Assim, as equações 3.81 e 3.82 dão origem, respectivamente, às equações 3.83 e 3.84.

$$q_1 = g_{lkc}(p_1 - p_2) + A_1v_e + c_1 \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (3.83)$$

$$q_2 = -g_{lkc}(p_1 - p_2) + A_2v_e + c_2 \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (3.84)$$

Implementação do modelo em Simulink

Tendo em conta o modelo apresentado, os parâmetros a introduzir na caixa de diálogo são: o diâmetro do êmbolo d_e , o diâmetro da haste d_h , o curso do cilindro L , a massa do conjunto êmbolo mais haste M_{he} , os volumes mortos de cada uma das câmaras do cilindro V_{L1} e V_{L2} , a condutância de fugas g_{lkc} , e os parâmetros do modelo de atrito v_s , F_S , F_C , k_v , σ_0 , σ_1 e α . Na figura 3.22 é apresentada a caixa de parametrização do modelo de simulação do cilindro.

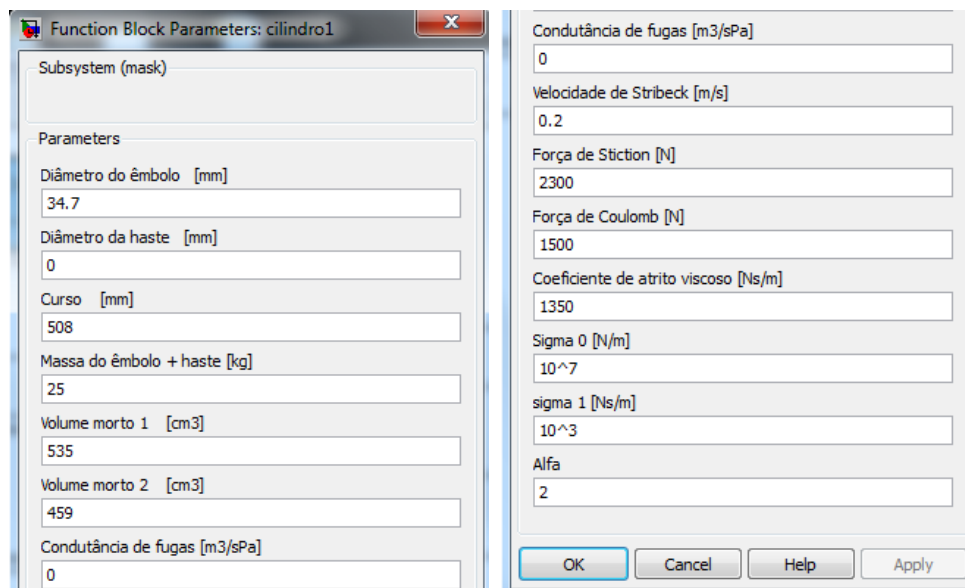


Figura 3.22 Caixa de diálogo do modelo do cilindro

Introduzidos os parâmetros de entrada da caixa de diálogo, o modelo começa por converter as unidades dos parâmetros relevantes nas respectivas unidades SI, calculando-se de seguida os valores das áreas úteis de cada uma das câmaras do cilindro. Por fim, há a referir a presença da massa do conjunto êmbolo mais haste, que apesar de ser um parâmetro do modelo não é por ele utilizado, mas sim informação a fornecer ao nó mecânico.

3.2.8 Modelo de carga

O modelo da carga é aqui apresentado de forma a representar a massa colocada sobre o carro móvel, sendo a sua modelação reduzida ao valor da massa a fornecer ao nó mecânico. Na figura 3.23 é apresentada a caixa de diálogo correspondente ao modelo da carga.

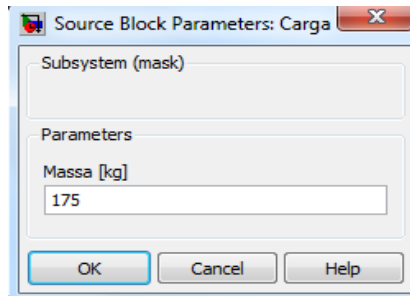


Figura 3.23 Caixa de diálogo do modelo de carga

3.3 Modelação dos componentes discretos do sistema

No sistema real o controlo de posição e velocidade é efectuado recorrendo a um computador digital, o que introduz no sistema componentes com funcionamento discreto no tempo. Para que o modelo de simulação se aproxime o mais possível do sistema real, surge então a necessidade de considerar no modelo de simulação o comportamento dos elementos discretos que o integram. Assim, o modelo de simulação integra quatro modelos discretos: o conversor analógico/digital, o conversor digital/analógico, o gerador de referências e o controlador.

3.3.1 Conversor analógico/digital

O conversor analógico/digital (*ADC*) encontra-se no sistema, por forma, a emular a entrada do *ADC* da carta de aquisição de dados, *DAS 1601*, cuja resolução é de *12 bit's*.

O modelo foi construído tendo em conta o percurso do sinal desde a entrada na carta de aquisição de dados até ao ponto em que é disponibilizado na aplicação *Matlab Simulink*. Assim, em primeiro lugar o sinal analógico é convertido num sinal digital de *12 bit's*, um segundo passo o sinal passa por um bloco de saturação para evitar que os sinais ultrapassem o correspondente à gama de tensões de entrada da placa de aquisição de dados, em terceiro lugar e imediatamente antes da entrada do sinal no *Simulink*, o sinal é convertido novamente em tensão. Por fim, o sinal é inserido num bloco de discretização e “retido” por um bloco de retenção de ordem zero, por forma, a ser disponibilizado à frequência de amostragem desejada.

3.3.2 Conversor digital/analógico

O conversor digital/analógico (*DAC*) encontra-se no sistema, por forma, a emular a saída do *DAC* da carta de aquisição de dados, *DAS 1601*, cuja resolução é de *12 bit's*. A sua modelação é em tudo semelhante à do conversor analógico/digital, pelo que não é aqui referida.

3.3.3 Controlador

Não sendo objectivo deste trabalho executar a síntese de controladores, foram adoptados como modelo, dois dos controladores utilizados em [30]. Nesse trabalho foi executada a síntese de uma série de controladores para o mesmo sistema físico em análise neste trabalho: Assim, são utilizados um controlador Proporcional e um controlador PID.

Para a modelação do controlador PID considera-se a função de transferência da equação 3.84, a qual, se encontra representada no diagrama de blocos da figura 3.24.

$$G(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{\tau_0 s + 1} \right) \quad 3.85$$

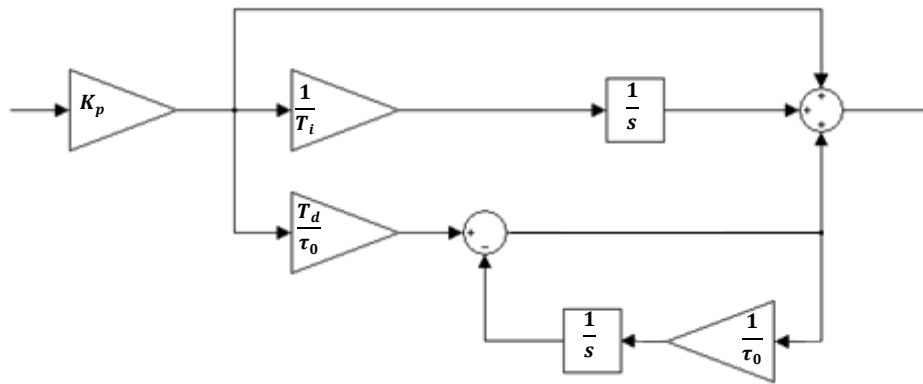


Figura 3.24 Diagrama de blocos do controlador PID

Em relação ao controlador PID, há ainda a referir que depois de ter sido sintetizado no domínio contínuo, este é discretizado através da transformação bilinear de *Tustin*, dada por:

$$s = \frac{2}{T} \cdot \frac{1 - z^{-1}}{1 + z^{-1}}$$

com T representando o período de amostragem associado à simulação.

3.3.4 Gerador de referências

O modelo do gerador de referências existe com o intuito de permitir a selecção de entre três trajectórias de posição (pré-programadas) a executar. Na figura 3.25 é apresentada a caixa de diálogo do gerador de referências.

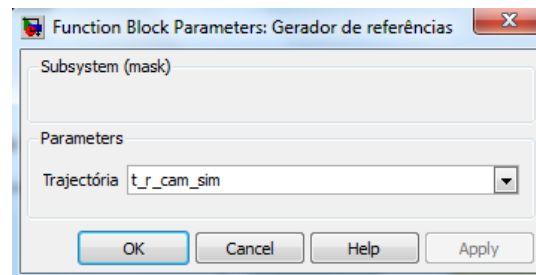


Figura 3.25 Caixa de diálogo do gerador de referências

3.4 Modelo global de simulação

Na figura 3.26 é apresentado o modelo global de simulação, de onde consta o fluido hidráulico, a bomba de cilindrada fixa, a válvula limitadora de pressão, a servo-distribuidora, o cilindro simétrico de duplo efeito, os nós hidráulicos e mecânico, os conversores digital/analógico e analógico/digital, o controlador e o gerador de referências.

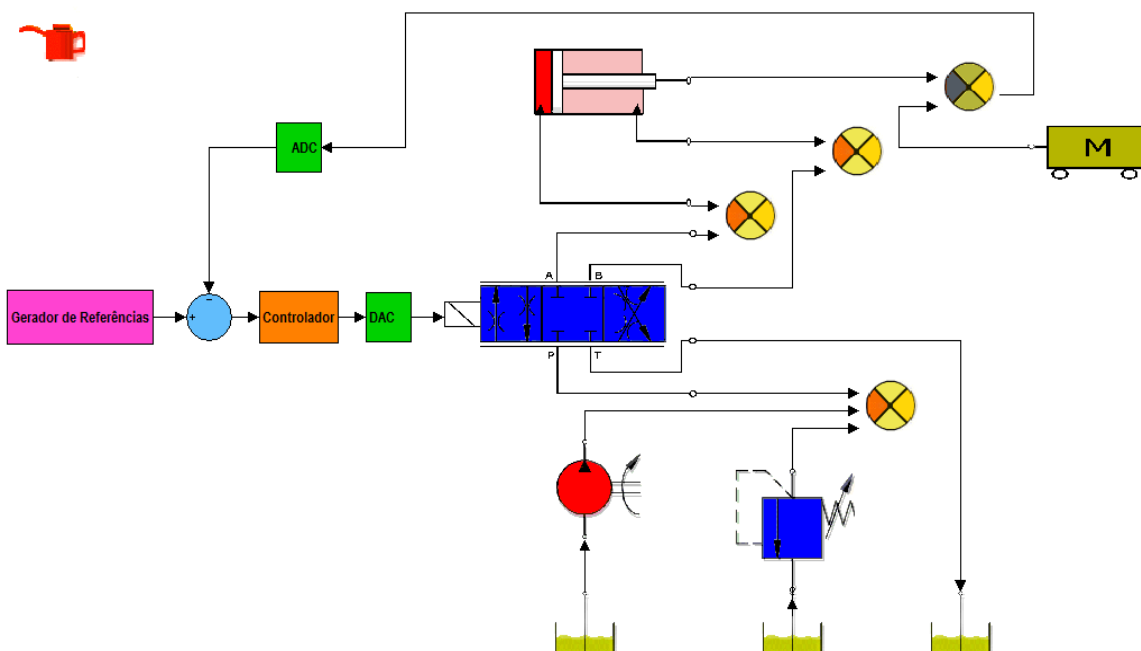


Figura 3.26 Representação do modelo de simulação do sistema electro-hidráulico

3.5 Conclusão

Neste capítulo foi apresentada a arquitectura do sistema, a modelação dos diversos componentes do sistema hidráulico e os componentes discretos. Por fim, foi apresentada a interligação entre todos os elementos que constituem o sistema, resultando assim no modelo global de simulação.

4. Parametrização e Apresentação dos Resultados do Modelo de Simulação

Neste capítulo é apresentado o resultado dos diversos ensaios necessários à parametrização e caracterização dos modelos, dos diversos elementos constituintes do sistema global de simulação. Assim, na primeira parte é descrita e apresentada a parametrização de cada um dos modelos. Na segunda parte são tecidas as considerações necessárias para o procedimento de simulação e são apresentados os resultados dos ensaios e das simulações. Por fim, na terceira parte são discutidos os resultados e apresentadas as razões para as discrepâncias que se verificam entre os resultados obtidos no sistema físico e no modelo global de simulação.

4.1 Parametrização dos modelos

Fluido Hidráulico

Tendo em conta o que foi apresentado no modelo do nó hidráulico, os seus parâmetros são o fluido hidráulico e a sua temperatura de funcionamento. O fluido hidráulico existente na plataforma experimental é um óleo do tipo AW 32, sendo que este apresentava uma temperatura de 50 °C, aquando da realização dos ensaios.

Na tabela 4.1 apresentam-se os valores dos parâmetros correspondentes ao modelo do fluido hidráulico.

Tabela 4.1 Parâmetros de entrada do fluido hidráulico

<i>Parâmetro</i>	<i>Valor</i>
Fluido hidráulico	AW 32
Temperatura de funcionamento [°C]	50

Nó hidráulico 1

O nó hidráulico 1 (de acordo com a figura 3.26) é o referente à fonte de alimentação hidráulica. De acordo com o apresentado no modelo do nó hidráulico, os seus parâmetros são o volume hidráulico contido no nó e o valor da pressão inicial do nó. O volume contido no nó foi estimado de acordo com as dimensões das mangueiras e elementos de ligação, apresentando um volume de aproximadamente 2000 cm^3 . O valor a atribuir à pressão inicial do nó é de 100 bar , dado que é o valor correspondente à pressão da fonte com que se realizaram os ensaios.

Na tabela 4.2 apresentam-se os valores dos parâmetros correspondentes ao modelo do nó hidráulico 1.

Tabela 4.2 Parâmetros de entrada do nó hidráulico 1

Parâmetro	Valor
Volume [cm^3]	2000
Pressão [bar]	100

Nó hidráulico 2

O nó hidráulico 2 é referente à câmara esquerda do cilindro (de acordo com a figura 3.26). Tendo em conta o que foi apresentado no modelo do nó hidráulico, os seus parâmetros o volume hidráulico contido no nó e o valor da pressão inicial do nó. O valor a atribuir ao volume contido no nó foi, neste caso, parametrizado com o valor de 0 cm^3 . Este valor foi atribuído por questões de simplificação, uma vez que este volume será integralmente representado pelo volume morto 1 do cilindro, V_{L1} . O valor a atribuir à pressão inicial do nó é de 50 bar (metade do valor da pressão da fonte).

Na tabela 4.3 apresentam-se os valores dos parâmetros correspondentes ao modelo do nó hidráulico 2.

Tabela 4.3 Parâmetros de entrada do nó hidráulico 2

Parâmetro	Valor
Volume [cm^3]	0
Pressão [bar]	50

Nó hidráulico 3

O nó hidráulico 3 é referente à câmara direita do cilindro (conforme a figura 3.26). De acordo com o apresentado no modelo do nó hidráulico, os seus parâmetros são o volume hidráulico contido no nó e o valor da pressão inicial do nó. O valor a atribuir ao volume contido no nó foi, neste caso, parametrizado com o valor de 0 cm^3 . Este valor foi atribuído por questões de simplificação, uma vez que este volume será integralmente representado pelo volume morto 2 do cilindro, V_{L2} . O valor a atribuir à pressão inicial do nó é de 50 bar (metade do valor da pressão da fonte).

Na tabela 4.4 apresentam-se os valores dos parâmetros correspondentes ao modelo do nó hidráulico 3.

Tabela 4.4 Parâmetros de entrada do nó hidráulico 3

Parâmetro	Valor
Volume [cm^3]	0
Pressão [bar]	50

Nó mecânico

Tendo em conta o que foi apresentado no modelo do nó mecânico, os seus parâmetros são os valores iniciais das variáveis de estado e os valores máximos e mínimos da variável posição. Os valores iniciais das variáveis de estado posição e velocidade são de 0 mm e 0 m/s respectivamente. Os valores das posições máximas e mínimas da posição são de 204 mm e -204 mm respectivamente, dado que foi o curso do cilindro é de 508 mm e que a sua posição central foi considerada como zero do sistema.

Na tabela 4.5 apresentam-se os valores dos parâmetros correspondentes ao modelo do nó mecânico.

Tabela 4.5 Parâmetros de entrada do nó mecânico

Parâmetro	Valor
Posição inicial [mm]	0
Velocidade inicial [m/s]	0
Posição mínima [mm]	-204
Posição máxima [mm]	204

Bomba

Com vista à parametrização da bomba, e como visto na apresentação do modelo, os parâmetros com maior influência no débito da bomba são: a cilindrada, a velocidade de rotação e o rendimento volumétrico a uma pressão de referência. Assim, e por forma, a aferir do rendimento volumétrico da bomba (a cilindrada e velocidade de rotação são parâmetros fixos), foram realizados dois ensaios nos quais se mediu o débito da bomba.

No primeiro ensaio a bomba foi regulada para a sua cilindrada máxima (28 cm^3) e accionada à velocidade nominal de 1435 rot/min (como indicado na placa sinalética do motor eléctrico). Em seguida, mediu-se o débito da bomba a montante do filtro segundo diversas pressões impostas por uma válvula limitadora de pressão, sendo estas, incrementadas de 10 bar no intervalo de 20 bar a 100 bar . A configuração do circuito de teste é apresentada na figura 4.1.

No segundo ensaio, o débito da bomba foi medido segunda as mesmas condições de cilindrada e velocidade de accionamento do primeiro ensaio, contudo, o débito foi medido em “vazio”, isto é, mediu-se o débito na ausência do elemento A do circuito de teste.

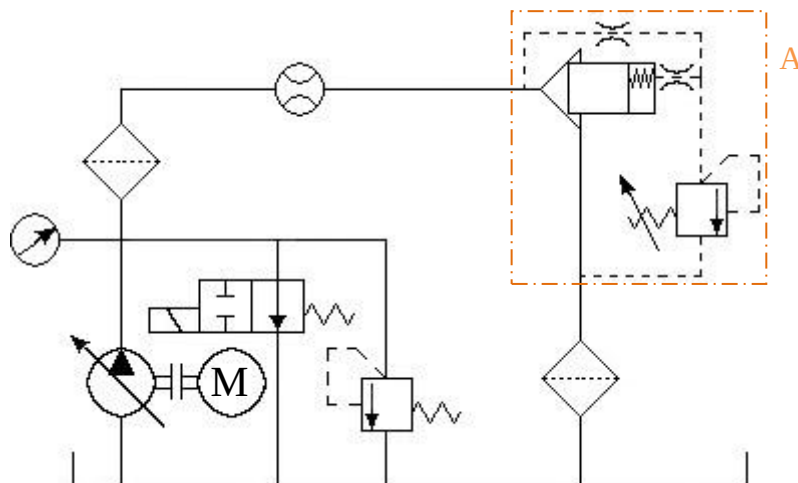


Figura 4.1 Circuito hidráulico de teste da bomba

Os resultados obtidos nos ensaios são apresentados no gráfico da figura 4.2 e são a representação da condensação em 10 pontos dos dados obtidos nos dois ensaios, em resultado da média de pressões e caudais lidos pelos respectivos transdutores ao longo de 20 segundos (após regime estabilizado).

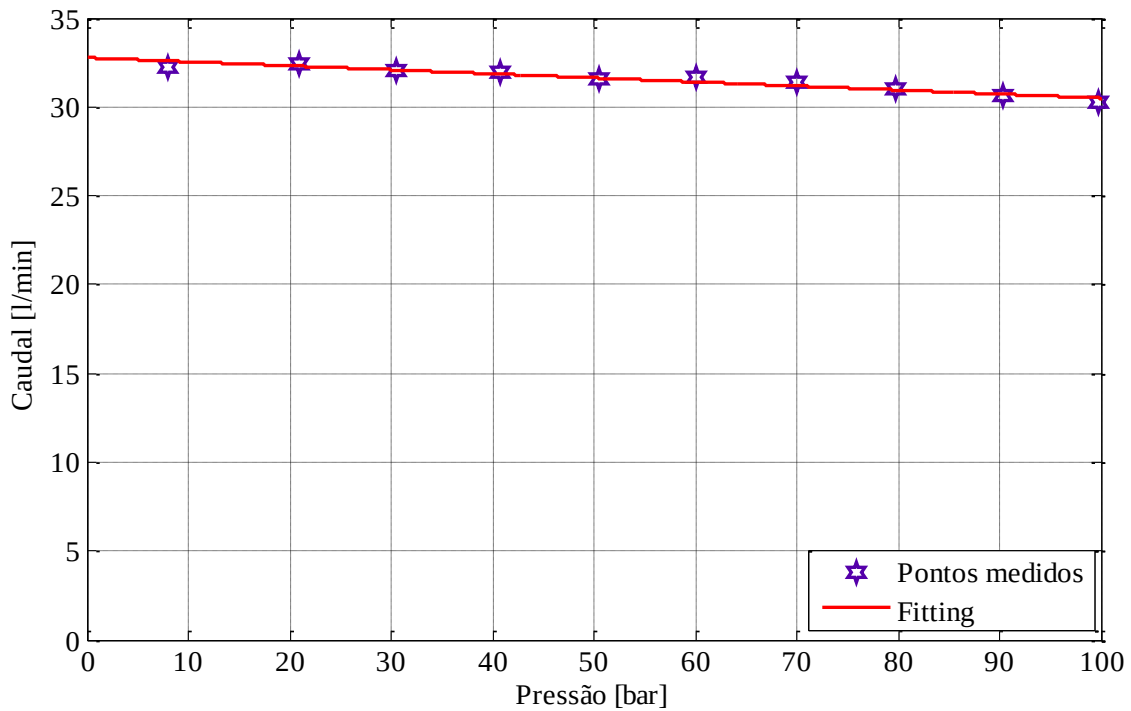


Figura 4.2 Curva característica da bomba (medida e fitting)

Analisando os resultados obtidos no ensaio em vazio (pressão $\approx 7.92 \text{ bar}$), verifica-se que o caudal da bomba (32.27 l/min) está um pouco longe do caudal teórico (40.18 l/min). Isso significaria que para as condições iniciais, $C_b = 28 \text{ cm}^3$ e $\omega_b = 1435 \text{ rot/min}$ a bomba teria um rendimento de 80.32% , o que é manifestamente baixo para bombas de êmbolos axiais. Assim, e após análise do sistema, entendeu-se que o problema se devia a problemas de regulação da cilindrada da bomba. Então, para a correcta parametrização da bomba, foi recalculada a cilindrada da bomba com base no caudal em vazio (considera-se que à pressão de 7.92 bar este tipo de bombas apresenta um rendimento de 100%). Desta forma, considera-se que a cilindrada efectiva da bomba é de 22.49 cm^3 .

Considerando os resultados globais, verifica-se que a bomba apresenta uma característica bem linear, o que, está de acordo com a característica apresentada pelo fabricante. Considerando agora o ponto mais à direita do gráfico, por ser o ponto com pressão mais próxima da pressão de ensaio do sistema, pode-se determinar o valor dos restantes parâmetros do modelo. A pressão média deste ponto é de 99.77 bar para um caudal médio de 30.28 l/min , assim, e tendo em conta a equação 3.24 e a “nova” cilindrada obtêm-se um rendimento ($\eta_{vol_{p_{fab}, T_{fab}}}$) de 93.84% . Relativamente à viscosidade cinemática ($\nu_{p_{fab}, T_{fab}}$), esta é obtida à custa da temperatura de ensaio ($50 \text{ }^\circ\text{C}$) e da equação 3.13 do modelo de fluido. Na tabela 4.6 são apresentados todos os valores dos parâmetros referentes à bomba.

Tabela 4.6 Parâmetros de entrada da bomba

Parâmetro	Valor
$C_b [cm^3]$	22.49
$\omega_b [rot/min]$	1435
$\eta_{vol_{p_{fab}, T_{fab}}}$	93.84
$p_{fab} [bar]$	99.77
$v_{p_{fab}, T_{fab}} [mm^2/s]$	28.74 ($T=50^\circ C$)

Válvula limitadora de pressão

Para a determinação dos parâmetros referentes à válvula limitadora de pressão foram realizados uma série de ensaios, que para uma dada pressão de calibração consistiam em sujeita-la a diferentes caudais, resultantes da variação da cilindrada da bomba desde o seu mínimo até ao seu máximo.

Pretendia-se com estes ensaios observar a variação de pressão (a montante da válvula) em função do caudal desviado pela válvula. O ensaio foi realizado segundo o circuito apresentado na figura 4.3 (o acumulador não foi retirado pela mesma razão que se apresentou no ponto 2.6.1).

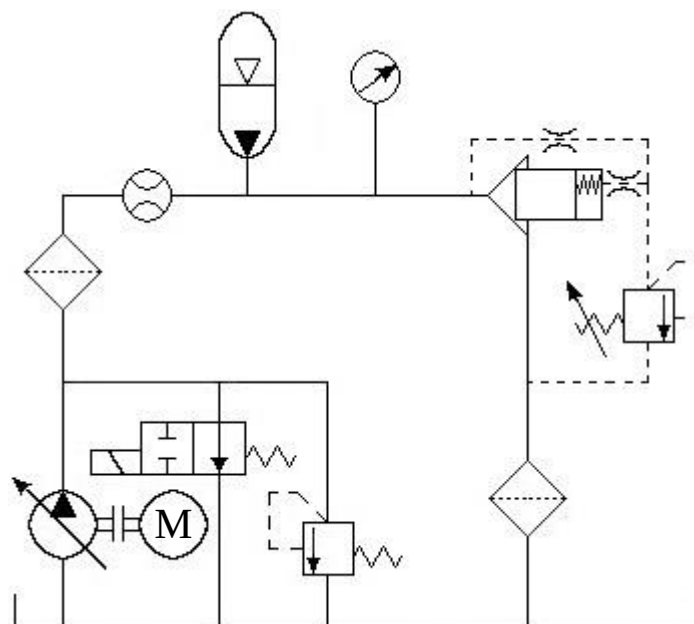


Figura 4.3 Circuito de teste da válvula limitadora de pressão

O ensaio foi realizado para seis pressões de calibração, nomeadamente: 30 bar, 70 bar, 90 bar, 100 bar, 110 bar e 130 bar.

Os resultados obtidos, para todas as pressões iniciais, não foram muito diferentes do esperado, dado que, a válvula limitadora apresentou uma característica quase linear, como se pode observar na figura 4.4. Desta forma, valida-se o já enunciado na apresentação do modelo, nomeadamente, o facto da válvula apresentar uma característica linear na zona de funcionamento.

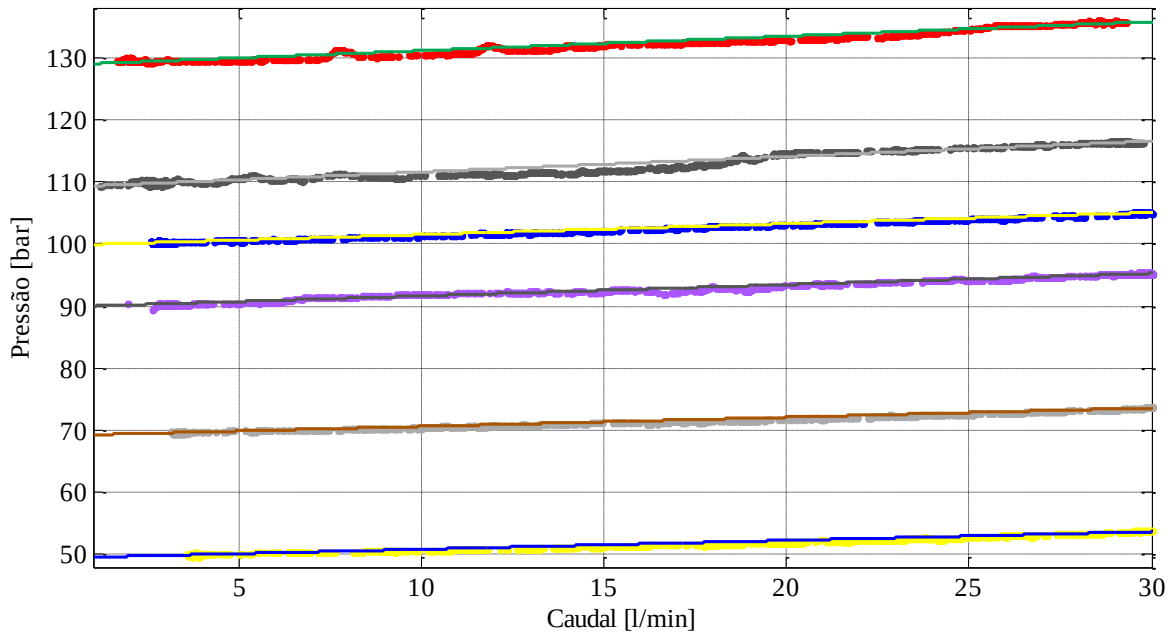


Figura 4.4 Característica da válvula limitadora de pressão

Como referido no ponto 3.2.5, os parâmetros do modelo são: o caudal de calibração q_{cal} , a pressão de calibração p_{cal} , a constante de débito k_{lim} , o caudal de saturação q_{sat} e a pressão de saturação p_{sat} . Destes parâmetros, e de acordo com o que se pode observar na figura 4.4, apenas se tornam relevantes q_{cal} , p_{cal} e k_{lim} , já que em situação alguma se entrará na zona de saturação.

Para a avaliação da constante de débito, k_{lim} , foi usada como referência a curva característica correspondente à pressão de calibração de 100 bar (que corresponde a uma pressão próxima da utilizada nos ensaios do sistema físico). Esta pode ser observada com mais detalhe na figura 4.5.

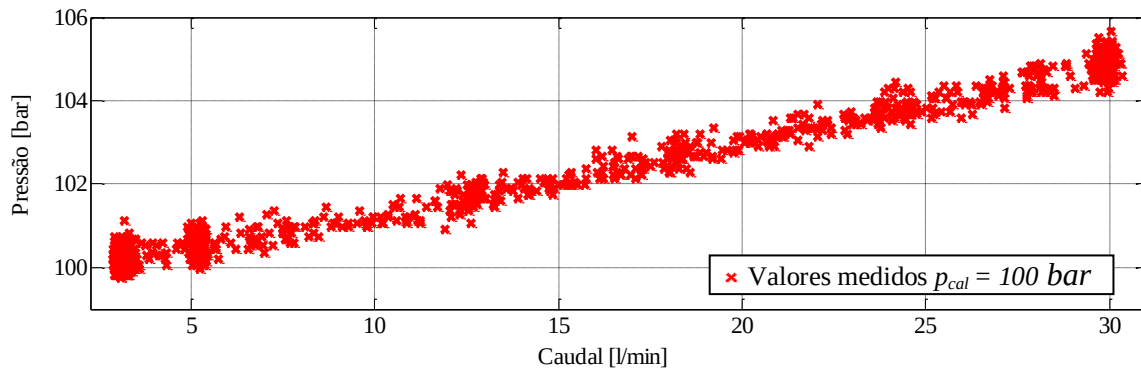


Figura 4.5 Curva característica da válvula limitadora (pressão de calibração de 100 bar)

A constante de débito foi obtida usando as *fitting tools* do *Matlab*. Na figura 4.6 é representada a primeira derivada do *fitting*, o mesmo é dizer, a constante de débito da válvula limitadora.

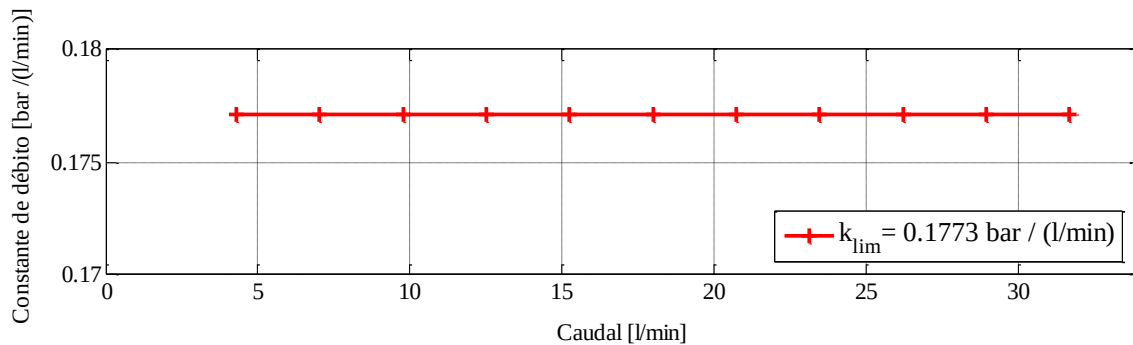


Figura 4.6 Análise da curva característica da válvula limitadora (pressão de calibração de 100 bar)

Assim, considerando o resultado do *fitting* para o valor de $k_{lim} = 0.1773 \text{ bar/(l/min)}$ e os valores de 30.28 l/min e 100 bar para os valores de q_{cal} e p_{cal} respectivamente, temos todos os pontos relevantes à parametrização do modelo. Para os valores de q_{sat} e p_{sat} foram considerados os valores de 100 l/min e 5 bar, por forma, a que a curva de saturação não influenciasse a característica de funcionamento da válvula. Na tabela 4.7 são apresentados todos os valores dos parâmetros referentes à válvula limitadora de pressão.

Tabela 4.7 Parâmetros de entrada da válvula limitadora de pressão

Parâmetro	Valor
$p_{cal} \text{ [bar]}$	100
$q_{cal} \text{ [l/min]}$	30.28
$p_{sat} \text{ [bar]}$	5
$q_{sat} \text{ [l/min]}$	100
$k_{lim} \text{ [bar/(l/min)]}$	0.1773

Servo-distribuidora

Pelo apresentado no modelo, surge a necessidade de obter os parâmetros da servo-distribuidora. Para se determinar esses parâmetros foram realizados dois tipos de ensaios, os ensaios estáticos (ganho de caudal e ganho de pressão) que permitiram obter os valores do caudal nominal, caudal de fugas e ganho de pressão da servo-distribuidora, e os ensaios dinâmicos que definiram os parâmetros da função de transferência de segunda ordem.

Modelo estático

Para a realização dos ensaios de ganho de caudal e pressão é imperativo que se proceda previamente ao equilíbrio da válvula, isto é, ajustar a posição da gaveta de maneira a igualar as pressões dos orifícios de saída (estando estes fechados) da servo-distribuidora, por forma, a se obterem os correctos parâmetros do modelo da servo-distribuidora.

Ganho de caudal

Para a realização do ensaio de ganho de caudal montou-se o circuito, como ilustrado na figura 4.7, no qual se curto-circuitou as saídas da servo-distribuidora. Para a pressão inicial a jusante da bomba, foi imposto um valor de *70 bar*, por forma, a permitir uma comparação directa com os dados fornecidos pelo fabricante. Para o sinal de comando da válvula, foi imposta uma variação do sinal suficientemente lenta, de maneira, a eliminar a influência da dinâmica da válvula.

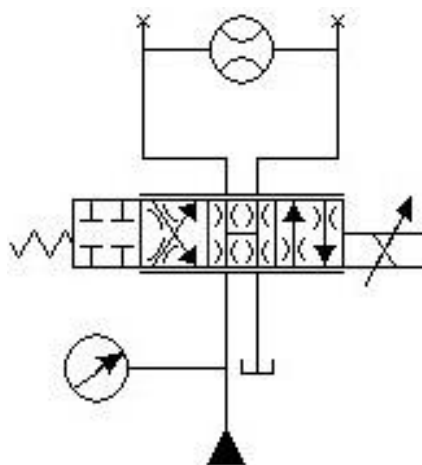


Figura 4.7 Circuito de teste (ganho de caudal)

Com este ensaio, pretendia-se determinar o caudal nominal q_n efectivo da válvula e averiguar a relação entre o sinal de comando e o caudal da válvula (ganho de caudal). O caudal nominal da válvula medido apresenta um valor nominal de 21.68 l/min , o que é ligeiramente abaixo dos 24 l/min anunciados pelo fabricante.

O ganho de caudal obtido é apresentado nas figura 4.8 e figura 4.9. Estas figuras apresentam também o resultado do ensaio equivalente em simulação. É de salientar que, na figura 4.8 se apresenta o ganho de caudal expresso em percentagem de caudal, o qual pode ser directamente comparado com o fornecido pelo fabricante (figura 4.10).

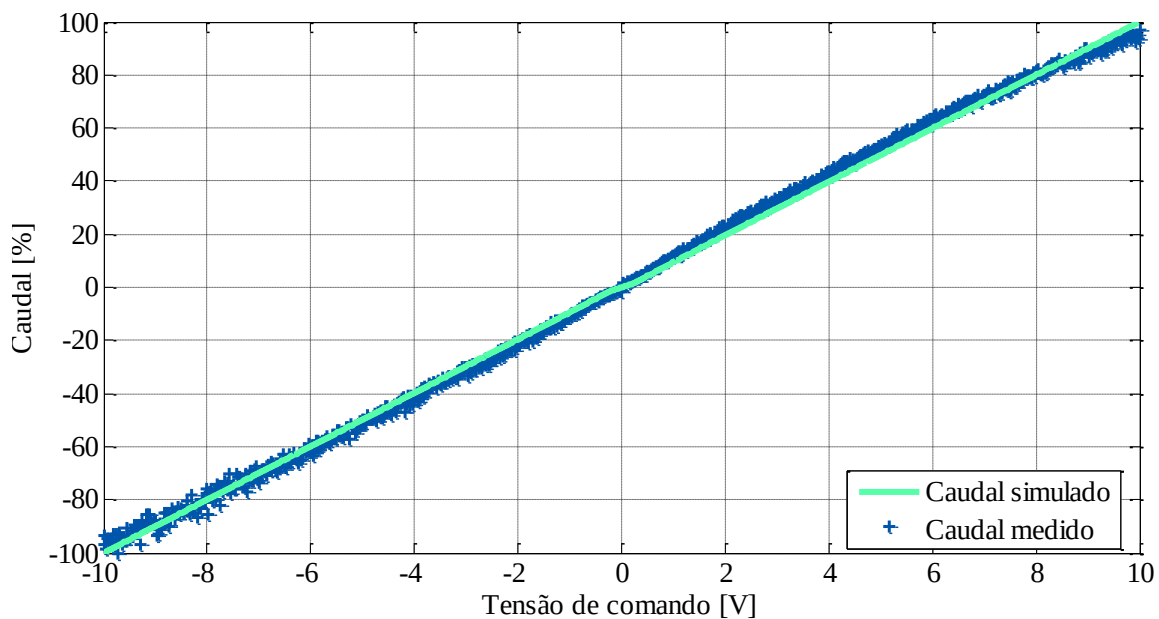


Figura 4.8 Ganho de caudal expresso em percentagem (medido e simulado)

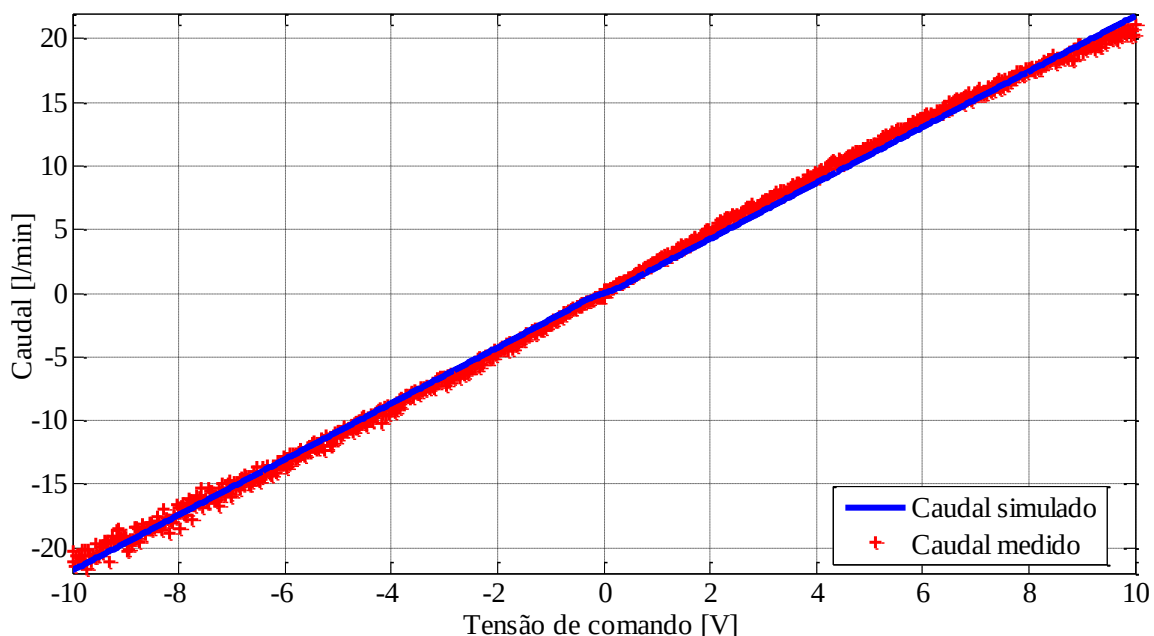


Figura 4.9 Ganho de caudal expresso em l/min (medido e simulado)

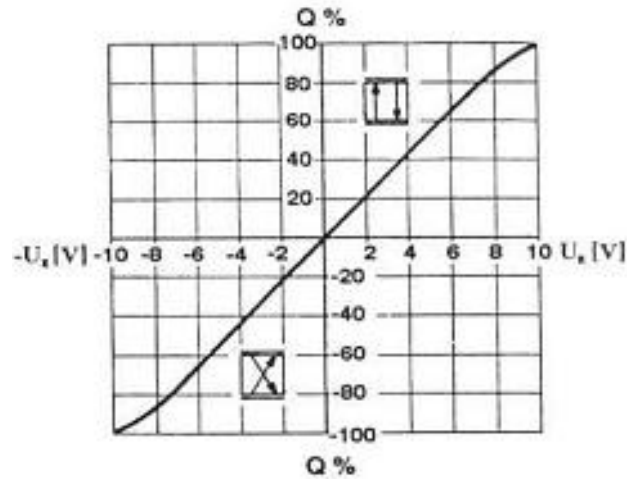


Figura 4.10 Ganho de caudal da servo-distribuidora (catálogo electrónico da *Bosch Rexroth*)

Pela análise das figura 4.8 e figura 4.10, pode-se observar um comportamento bastante semelhante entre o ganho de caudal medido e o apresentado pelo fabricante.

Da observação dos resultados, verifica-se uma correspondência bastante elevada entre a simulação e os resultados medidos. As pequenas variações observadas podem, em geral, ser explicadas pela dificuldade em manter a fonte hidráulica à pressão de *70 bar*, pela influência que o caudalímetro exerce nas pressões dos orifícios da servo-distribuidora ao longo do ensaio e pela génese do modelo adoptado, que considera os orifícios de passagem perfeitamente simétricos.

Na figura 4.11 é apresentada uma ampliação do ganho de caudal na imediação da posição central da servo-distribuidora, onde se constata uma boa caracterização.

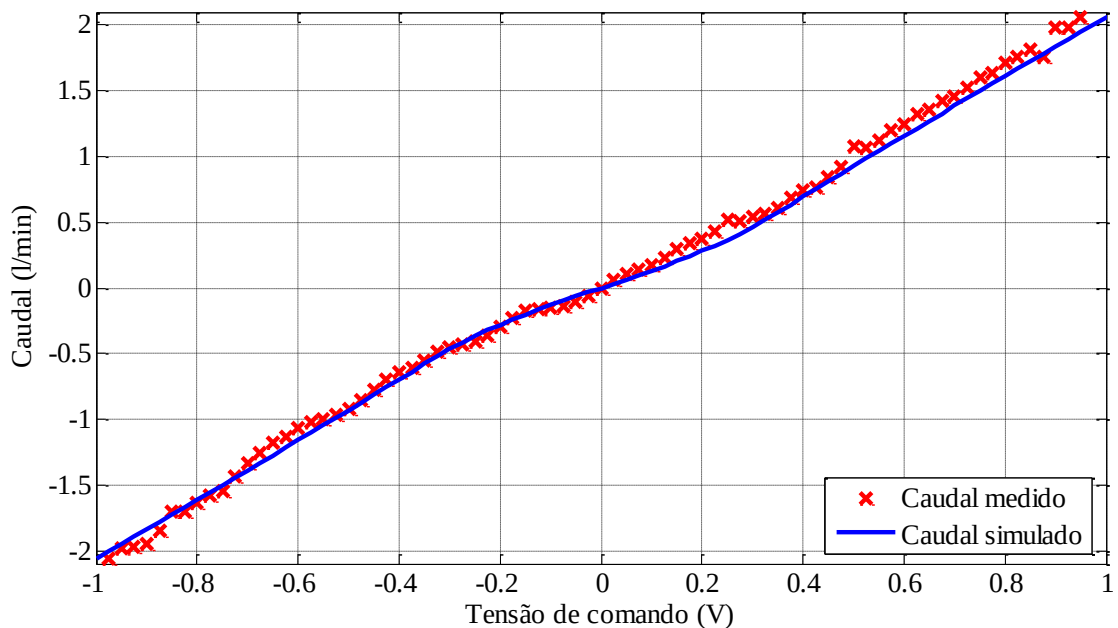


Figura 4.11 Ganho de caudal na posição central da servo-distribuidora

Ganho de pressão

Para a realização do ensaio de ganho de pressão montou-se um circuito como o ilustrado na figura 4.12, no qual, se fecharam as saídas da servo-distribuidora. Para a pressão inicial a jusante da bomba, foi imposto um valor de *70 bar*, por forma, a se poder fazer uma comparação directa com os dados fornecidos pelo fabricante. Para a referência de sinal de comando da válvula foi imposta uma variação do sinal suficientemente lenta de maneira a eliminar a influência da dinâmica da válvula e do sistema.

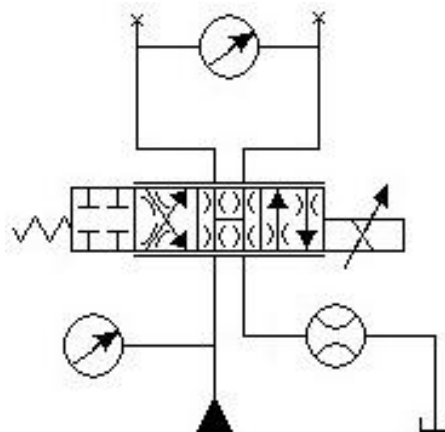


Figura 4.12 Circuito de teste (ganho de pressão)

Com este ensaio pretendia-se determinar o caudal de fugas máximo e a relação entre o diferencial de pressões entre o orifício 1 e o orifício 2, com a variação do sinal de comando da servo-distribuidora, normalmente designado por ganho de pressão. O caudal fugas máximo da servo-distribuidora medido apresenta um valor de *0.36 l/min*, o que é ligeiramente abaixo do anunciado pelo fabricante (*0.5 l/min*). Já o valor do ganho de pressão, é mais alto do que o anunciado pelo fabricante, sendo o seu valor avaliado em 7.08 V^{-1} (segundo a equação 3.62).

Na figura 4.13 é apresentado o ganho de pressão medido e simulado, enquanto a figura 4.14 apresenta o ganho de pressão do fabricante.

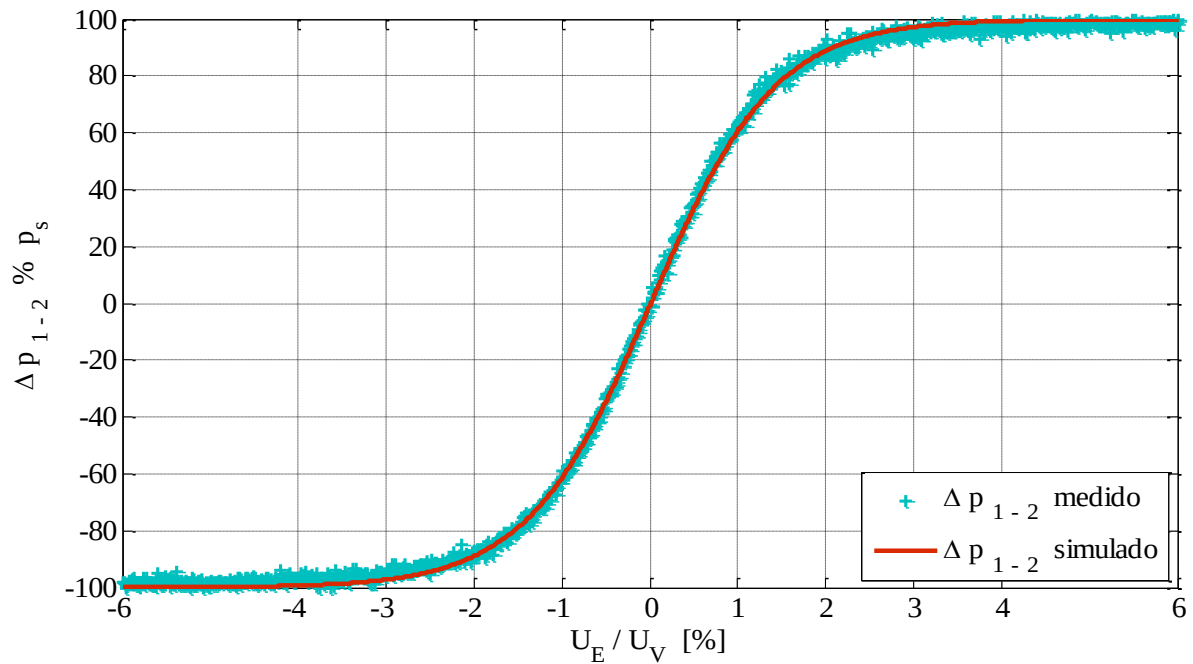


Figura 4.13 Ganho de pressão (medido e simulado)

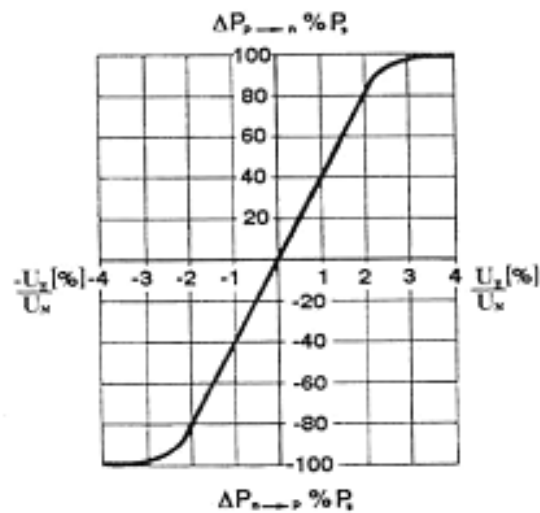


Figura 4.14 Ganho de pressão da servo-distribuidora (catálogo da Bosch Rexroth)

Pela observação das figuras 4.13 e 4.14, constata-se o que se disse antes, isto é, existe uma grande diferença entre o ganho de pressão anunciado pelo fabricante e o medido.

Na figura 4.15 apresenta-se a característica do ganho de pressão em meia ponte simulada e medida, de onde se denota uma forte correspondência entre os valores medidos e simulados em ambos os orifícios da servo-distribuidora.

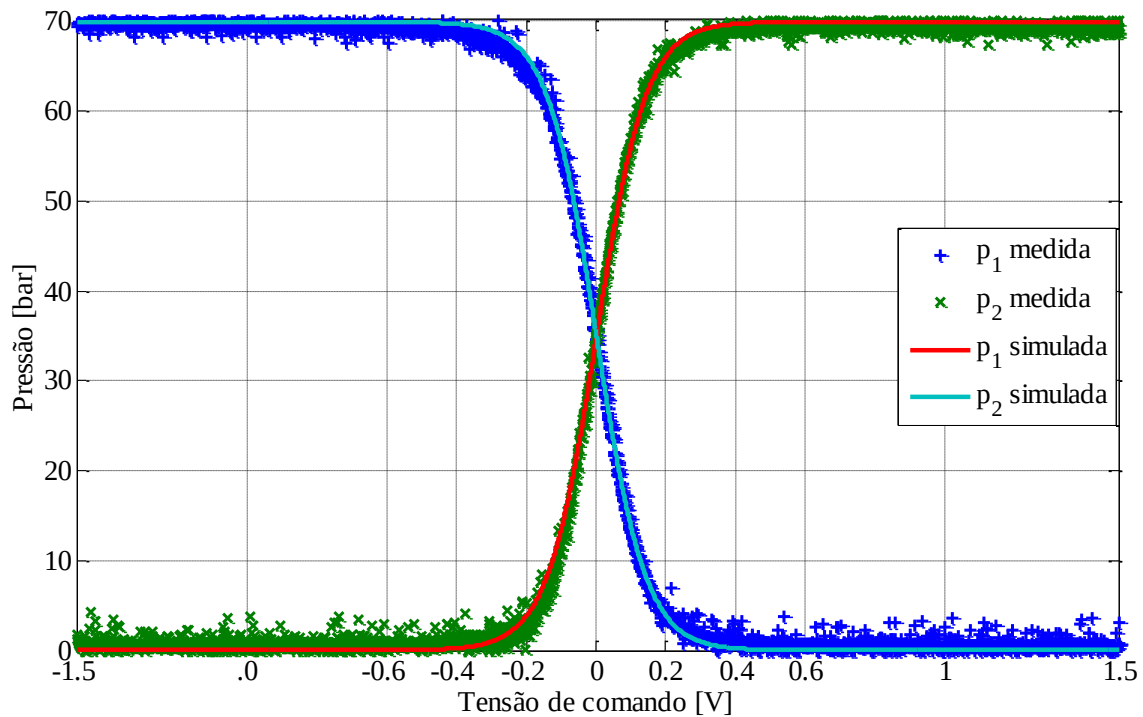


Figura 4.15 Característica do ganho de pressão em meia ponte (medido e simulado)

Na figura 4.16 pode-se observar a característica do caudal de fugas medido e simulado, sendo que se denota uma boa semelhança entre o modelo de simulação e o medido.

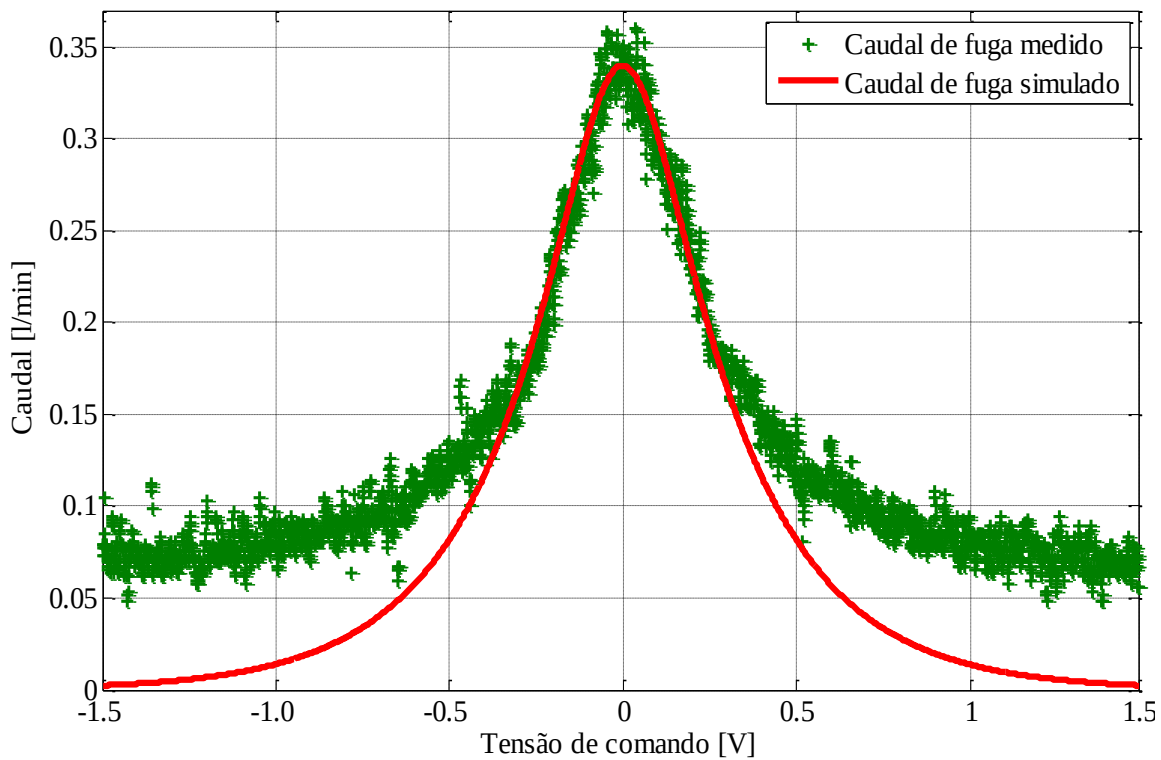


Figura 4.16 Característica do caudal de fuga (medido e simulado)

Contudo, com uma observação mais atenta, observa-se uma pequena discrepância no valor dos caudais de fugas, para valores mais altos de tensão de comando. A razão desta

discrepância está relacionada com a gênese do modelo implementado, que como mencionado em [16], só pode ser aproximada com mais rigor, à custa de um parâmetro extra no modelo das pseudo-áreas.

Na tabela 4.8 apresentam-se os valores dos parâmetros que permitem calcular os parâmetros das pseudo-áreas do modelo da servo-distribuidora.

Tabela 4.8 Parâmetros estáticos da servo-distribuidora

<i>Parâmetro</i>	<i>Valor</i>
q_n [l/min]	21.68
k_{p0} [V ⁻¹]	7.08
q_{lk} [l/min]	0.36

Modelo dinâmico

Para a parametrização do modelo dinâmico foram realizados uma série de ensaios onde se mediu a resposta da válvula a uma sinusóide de frequência variável, para sinais de comando com amplitude de 5 %, 25 %, 50 %, 75 % e 95 % da sua tensão máxima. Contudo, e como mencionado na descrição do modelo, a resposta da válvula é modulada para a resposta da válvula a uma abertura de 50 %.

A resposta em frequência da válvula é apresentada no diagrama de *Bode* da figura 4.17, na figura 4.18 é apresentado o cruzamento destas curvas com as curvas disponibilizadas pelo fabricante.

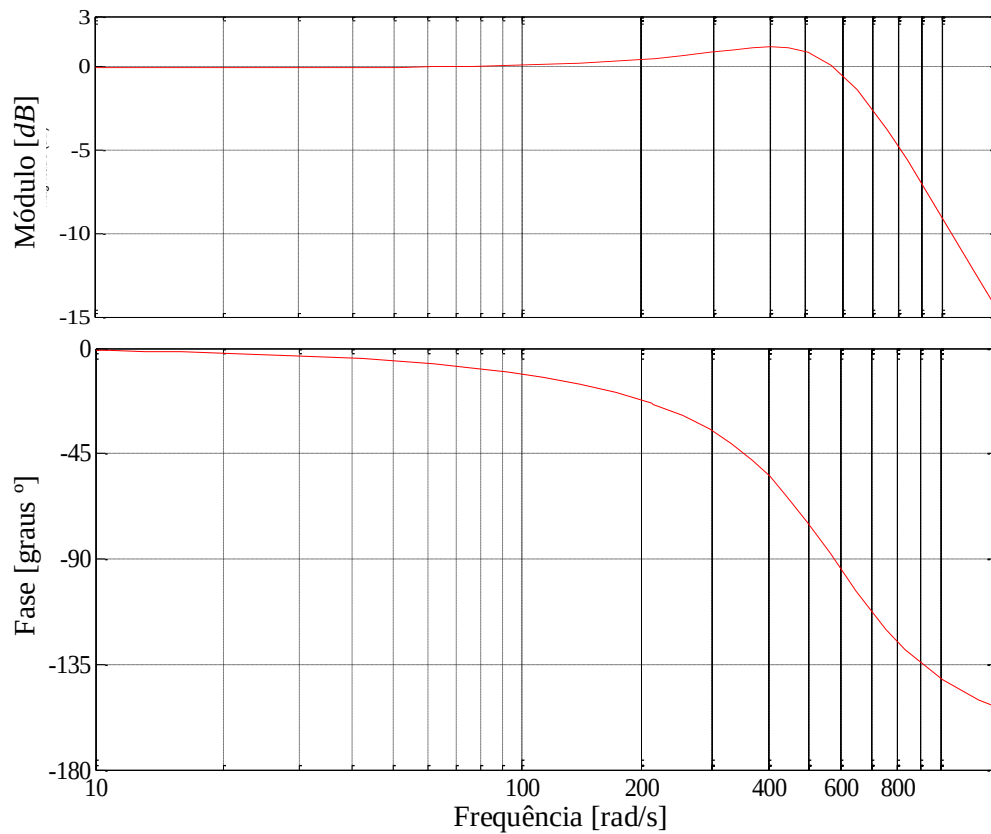


Figura 4.17 Diagrama de bode da válvula (abertura de 50%)

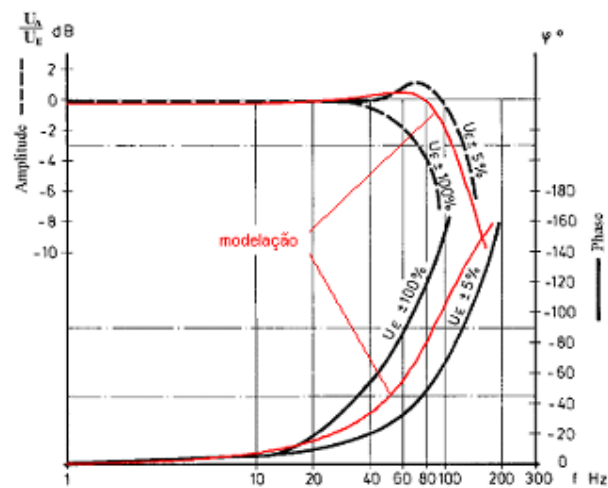


Figura 4.18 Modelação dinâmica da servo-distribuidora vs curvas do fabricante

Os valores dos parâmetros do sistema de segunda ordem foram obtidos através das ferramentas de identificação do *Matlab* (*System Identification Toolbox*), de onde se obtiveram os valores de 578 rad/s para a frequência natural angular, ω_{sv} , e 0.51 para o coeficiente de amortecimento, ζ_{sv} .

Na tabela 4.9 apresentam-se os valores dos parâmetros do modelo completo da servo-disribuidora.

Tabela 4.9 Parâmetros do modelo da servo-distribuidora

Parâmetro	Valor
q_n [l/min]	21.68
k_{p0} [V ⁻¹]	7.08
q_{lk} [l/min]	0.36
ω_{sv} [rad/s]	578
ζ_{sv}	0.51

Cilindro

Pelo que se apresentou no modelo, surge agora a necessidade de obter os parâmetros do cilindro, que aqui serão separados em dois grupos: no primeiro são parametrizados os parâmetros físicos do cilindro (diâmetros, curso, massas e volumes mortos); no segundo são estimados os parâmetros do modelo de atrito.

Os diâmetros do êmbolo (50 mm) e da haste (36 mm), e o curso do cilindro foram obtidos através da sua medição. A massa do conjunto haste e êmbolo foi estimada a partir das dimensões das hastes e êmbolo. Os volumes mortos foram estimados a partir dos desenhos de definição do fabricante e apresentam valores de 459 e 530 cm³ (os volumes das tubagens foram aqui incluídos). A condutância de fugas é considerada nula, de acordo, com o enunciado em [16]. Na tabela 4.10 apresentam-se os valores dos parâmetros físicos do cilindro, sendo os valores dos diâmetros manipulados de acordo com o mencionado no ponto 3.2.7.

Tabela 4.10 Parâmetros físicos do cilindro

Parâmetro	Valor
d_e [mm]	34.7
d_h [mm]	0
L [mm]	508
M_{he} [kg]	25
V_{L1} [cm ³]	459
V_{L2} [cm ³]	530
g_{lk} [m ³ /(sPa)]	0

Modelo de atrito

Os parâmetros do modelo de atrito foram estimados a partir de dois métodos distintos, para uma carga inercial de 200 kg . No primeiro método estimaram-se os parâmetros através da realização de ensaios a velocidade constante; no segundo método estimaram-se os parâmetros através de ensaios em malha aberta.

No primeiro método, os ensaios a velocidade constante foram realizados com controlo de velocidade em malha fechada, com um tempo de amostragem de 0.002 s . O perfil da trajectória adoptada segue o perfil genérico apresentado na figura 4.19.

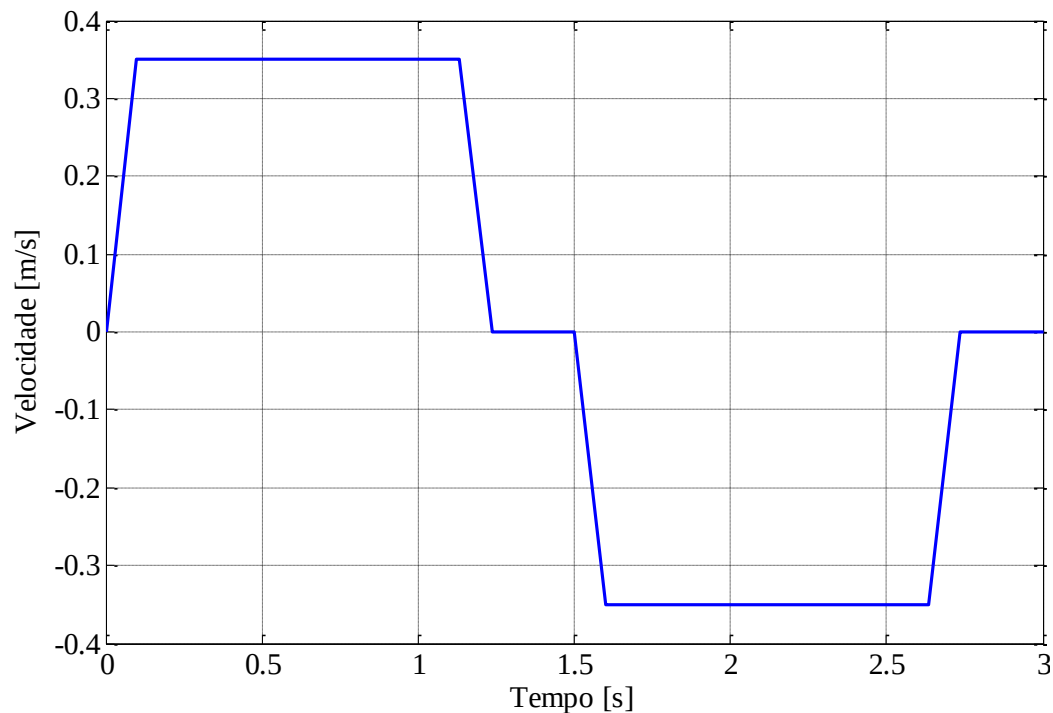


Figura 4.19 Perfil genérico de velocidade

A força de atrito foi medida para velocidades constantes entre -0.35 m/s e 0.35 m/s , sendo as velocidades efectivas de ensaio de $0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3$ e 0.35 m/s , com cada um dos ensaios a ser realizado por sete vezes, de maneira a aumentar o tamanho da amostra. A força de atrito a velocidades constantes (situação em regime permanente, onde a aceleração é nula), pode ser calculada à custa das pressões nas câmaras do cilindro, tal como expresso na equação 4.1.

$$F_a = (p_1 - p_2) \cdot A \quad 4.1$$

Desta forma, e em resultado dos ensaios em regime permanente, obtiveram-se os resultados expressos no gráfico da figura 4.20.

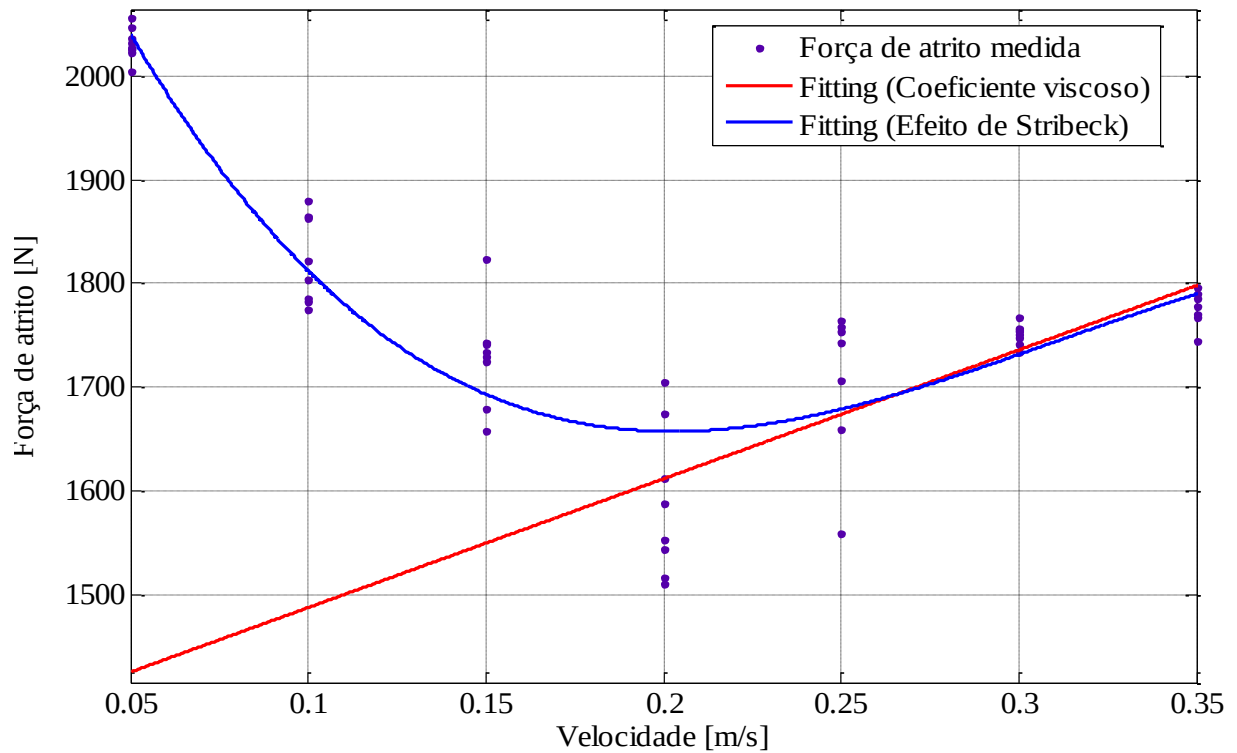


Figura 4.20 Força de atrito versus velocidade (medida em regime permanente)

A partir dos resultados expressos na figura 4.20, podem-se estimar os valores dos parâmetros estáticos do modelo de *LuGre*. Desta forma, apresenta-se na tabela 4.11 os valores estimados dos parâmetros estáticos do modelo de *LuGre*.

Tabela 4.11 Parâmetros estáticos do modelo de *LuGre* (medidos em regime permanente)

Parâmetro	Valor
F_s [N]	2230
F_c [N]	1580
v_s [m/s]	0.2
k_v [N/(m/s)]	1241

No segundo método, os parâmetros foram estimados a partir de ensaios em malha aberta (referência sinusoidal), de modo a permitir maior sensibilidade aos efeitos do atrito. Nestes ensaios avaliou-se a força de atrito durante a aceleração do êmbolo do cilindro, desde uma velocidade nula até à velocidade máxima de 0.35 m/s, sendo a força de atrito calculada a partir da equação 4.2.

$$F_a = F_{hid} - F_{iner} \quad (4.2)$$

$$F_{hid} = (p_1 - p_2) \cdot A \quad (4.3)$$

$$F_{iner} = M \cdot a \quad (4.4)$$

Pela inexistência de um acelerômetro na plataforma experimental e porque se verificou que o sinal de velocidade não tinha grandes níveis de ruído, o valor da aceleração foi calculada por diferenciação numérica. Foi então utilizado o método das diferenças centradas para o cálculo da aceleração (equação 4.5).

$$a(t) = \frac{v_e(t + \Delta) - v_e(t - \Delta)}{2 \cdot \Delta} \quad (4.5)$$

Os resultados obtidos através deste método são apresentados na figura 4.21.

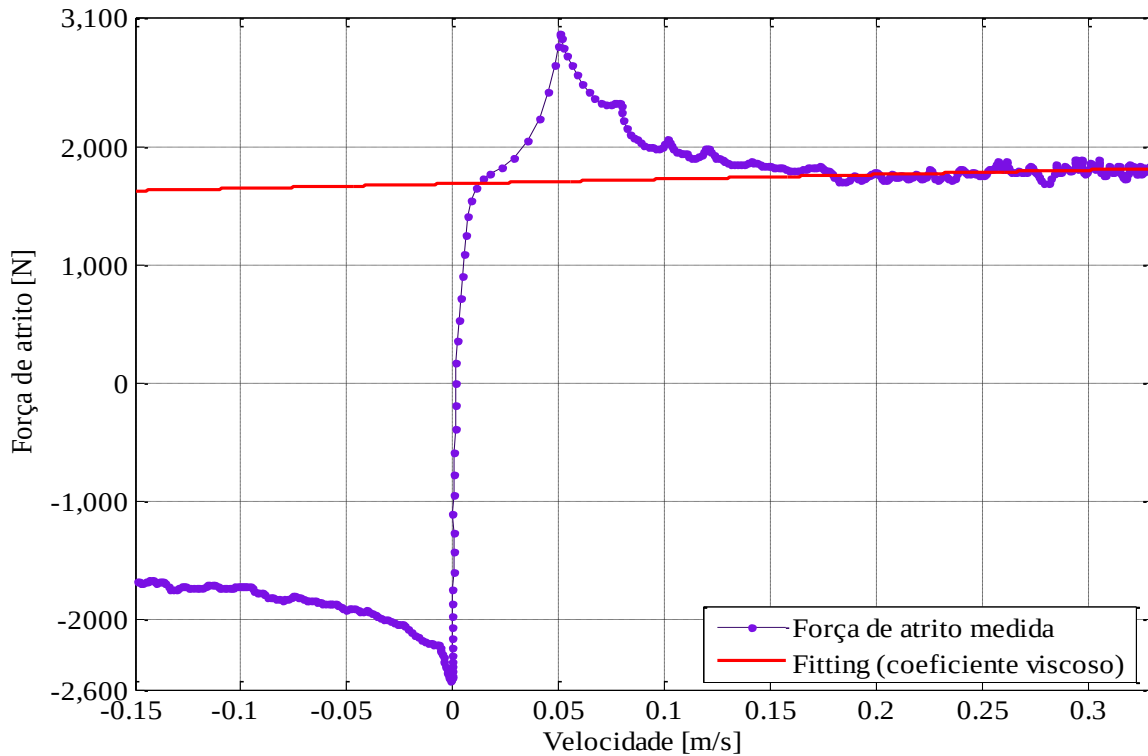


Figura 4.21 Força de atrito versus velocidade do êmbolo (medida em malha aberta)

Pela análise do gráfico e de outros semelhantes, não foi possível chegar a resultados conclusivos. Contudo, é possível observar o efeito de *Stribeck* na fase onde a velocidade apresenta sinal negativo, e que o valor da força de *stiction* é menor na zona onde a velocidade apresenta sinal negativo do que na zona onde a velocidade apresenta sinal positivo. É também visível o efeito de *Stribeck* para velocidades com sinal positivo, mas neste caso a curva associada ao fenómeno adquire uma forma algo estranha, já que a força de atrito não cresce

linearmente com a velocidade até atingir o seu valor máximo. Relativamente ao atrito viscoso, pode-se observar o seu efeito para as velocidades superiores a 0.2 m/s , contudo, o seu valor é muito baixo, o que é comprovado pelo valor do *fitting* que expressa o coeficiente de atrito viscoso, 391 N/(m/s) . Os parâmetros estimados a partir do segundo método são apresentados na tabela 4.12.

Tabela 4.12 Parâmetros estáticos do modelo de *LuGre* (estimados em malha aberta)

Parâmetro	Valor
$F_s \text{ [N]}$	3050
$F_c \text{ [N]}$	1700
$v_s \text{ [m/s]}$	0.18
$k_v \text{ [N/(m/s)]}$	391

Para os parâmetros dinâmicos, e o valor de α do modelo de atrito, foram considerados os valores de 10^7 para σ_0 , 10^3 para σ_1 e 2 para α , sendo que o seu valor foi ajustado através da comparação dos resultados do modelo global de simulação e dos resultados obtidos na plataforma experimental.

Dado que se consideraram, dois métodos para a obtenção dos parâmetros estáticos do modelo de *LuGre*, foi necessário escolher os valores mais adequados à simulação. Assim, e como os resultados eram algo díspares, utilizou-se novamente a comparação dos resultados do modelo global de simulação e dos resultados obtidos na plataforma experimental. Concluindo-se que os parâmetros apresentados na tabela 4.11 são os que apresentam maior consistência, reproduzindo de melhor forma a realidade do sistema físico. Deste modo, os parâmetros considerados para o modelo de *LuGre* são os apresentados na tabela 4.13.

Tabela 4.13 Parâmetros de simulação do modelo de *LuGre*

Parâmetro	Valor
$F_s \text{ [N]}$	2230
$F_c \text{ [N]}$	1580
$v_s \text{ [m/s]}$	0.2
$k_v \text{ [Ns/m]}$	1241
$\sigma_0 \text{ [N/m]}$	10^7
$\sigma_1 \text{ [Ns/m]}$	10^3
$\alpha \text{ [-]}$	2

Controlador

Para os parâmetros dos controladores adoptaram-se os parâmetros encontrados em [30], que optimizam o controlo do sistema para os ensaios realizados. O valor dos parâmetros usados nos ensaios e correspondente simulação são expostos na tabela 4.14.

Tabela 4.14 Parâmetros dos controladores

Controlador Parâmetro	<i>Proporcional</i>	<i>PID</i>
k_p	950	900
T_i	—	0.14
T_d	—	0.003
τ_0	—	$T_d / 5$

4.2 Resultados Experimentais e Simulados do sistema global

Para avaliar o desempenho do sistema de simulação, foi construído um modelo de simulação que simula o sistema físico existente em banca. Assim, executou-se um conjunto de dezoito ensaios e equivalentes simulações, onde se obrigou o carro de carga a seguir três trajectórias com uma carga de 100, 200 e 300 kg, empregando-se em cada um dos casos um controlador proporcional e PID. As trajectórias de posição adoptadas para os ensaios e simulações serão descritas de seguida.

Trajectórias de posição

O perfil da trajectória é um elemento determinante na concepção de um sistema servo controlado. É um dos elementos que muitas vezes está na base do dimensionamento dos sistemas físicos. Assim, tendo presente as características da plataforma experimental, teve-se como objectivo definir trajectórias compatíveis, mas que ao mesmo tempo correspondessem a critérios físicos geralmente exigidos num caderno de encargos, como o são a velocidade máxima, a aceleração/desaceleração máxima, patamares temporais de velocidade e de aceleração/desaceleração constantes. Desta forma, foram definidas três trajectórias de posição: *trajectória lenta*, *trajectória inercial* e *trajectória rápida*. Deste modo, a trajectória lenta é caracterizada, no essencial, por fases de velocidade baixa e constante com vista a por em evidência o fenómeno de *stick slip*. A trajectória inercial é caracterizada por fases de aceleração e desaceleração muito bruscas com o objectivo de produzir forças de inércia elevadas. Finalmente, a trajectória rápida é caracterizada por fases de aceleração e

desaceleração médias e fases de velocidade elevada constante, visando explorar as capacidades físicas do sistema.

A construção destas trajectórias segue o modelo proposto em [16], o qual utiliza na sua modelação a integração tripla do perfil do *jerk*, que apesar das suas descontinuidades é linear e constante por partes. Contudo, o elevado número de pontos necessários à sua definição sugeriu o recurso ao perfil de acelerações. O qual, mantinha as características do perfil do *jerk*, mas tinha a vantagem de reduzir para metade o número de pontos de definição e eliminava uma integração no procedimento de cálculo.

A figura 4.22 mostra parte da evolução de uma trajectória elementar e as suas derivadas, a partir das quais se podem retirar os pontos do perfil de acelerações com vista à definição das trajectórias de posição.

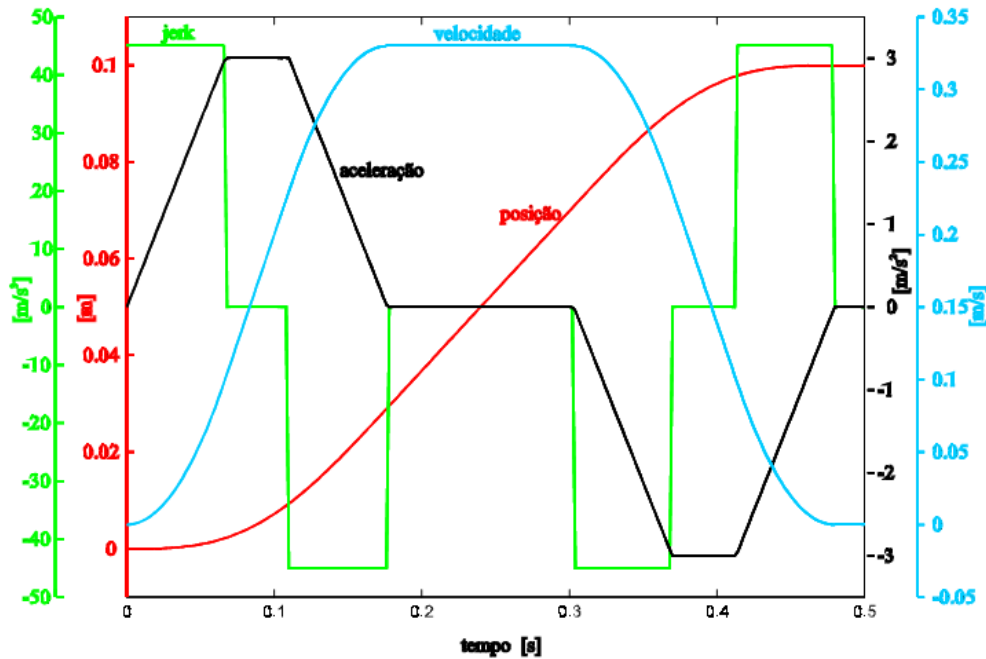


Figura 4.22 Evolução do perfil de uma trajectória elementar

Para a definição das diferentes trajectórias, os parâmetros característicos das trajectórias elementares são os seguintes:

Trajectória lenta:

$$J_{máx}=275 \text{ ms}^{-3}, a_{máx}=1.1 \text{ ms}^{-2}, v_{máx}=0.05 \text{ ms}^{-1}, \text{ e } x \in [-0.05, 0.05] \text{ m}$$

Trajectória inercial:

$$J_{máx}=450 \text{ ms}^{-3}, a_{máx}=7 \text{ ms}^{-2}, v_{máx}=0.2 \text{ ms}^{-1}, \text{ e } x \in [-0.05, 0.05] \text{ m}$$

Trajectória rápida:

$$J_{m\acute{a}x}=45\text{ ms}^{-3}, a_{m\acute{a}x}=3\text{ ms}^{-2}, v_{m\acute{a}x}=0.33\text{ ms}^{-1}, \text{ e } x \in [-0.1, 0.1]\text{ m}$$

Na figura 4.23 são apresentados os perfis das três trajectórias usadas na plataforma experimental e simulação.

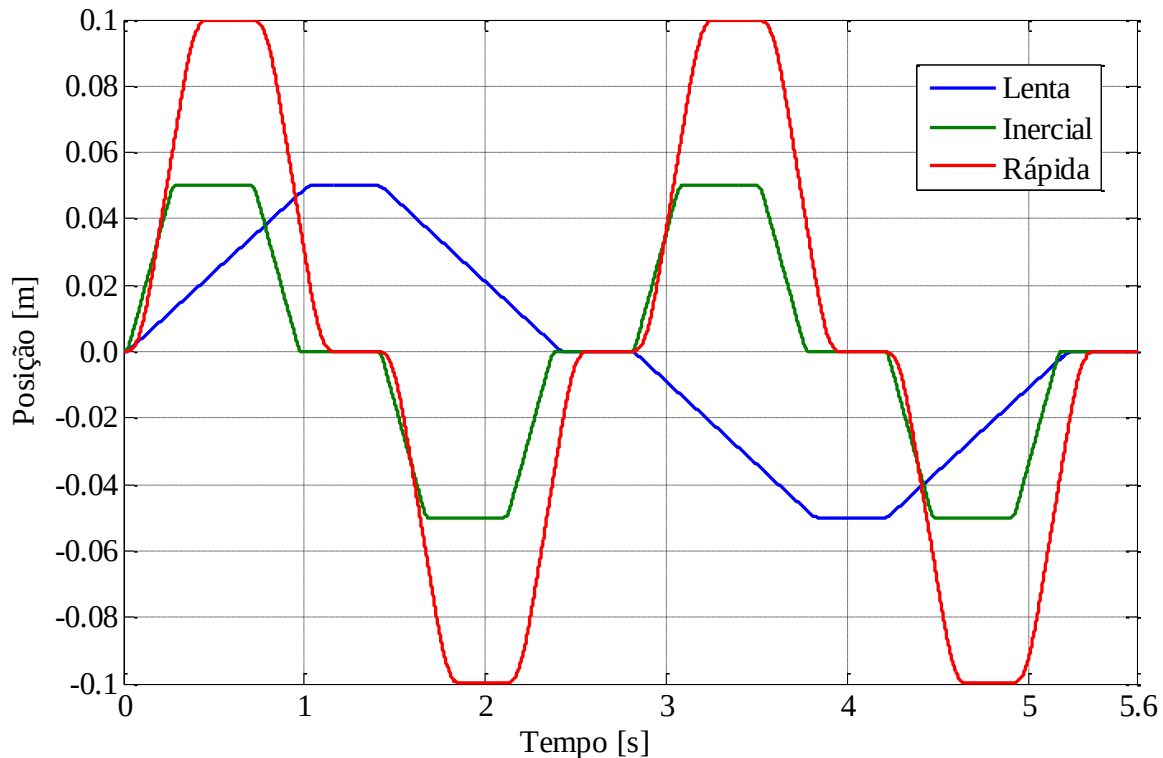


Figura 4.23 Perfil das trajectórias de posição

Especificação do procedimento de simulação

Os valores dos parâmetros, de cada um dos modelos, usados na simulação foram aqueles que se mostraram no ponto anterior, sendo estes, usados em todas as trajectórias e para as diferentes massas da carga inercial. É de referir que os ensaios foram realizados com a fonte de pressão regulada para os 100 bar.

Todas as simulações foram executadas recorrendo ao algoritmo de integração *Rosenbrock*, com um erro de cálculo de 10^{-5} e passo de integração variável e adaptativo. Por fim, há ainda a referir que a inicialização das variáveis de estado se limitou à especificação da pressão da fonte, 100 bar, à pressão das câmaras do cilindro, 50 bar, à posição e velocidade inicial do êmbolo, 0 m e 0 m/s respectivamente.

De seguida, apresentam-se os resultados dos ensaios e das simulações correspondentes à carga inercial de 200 Kg, os resultados dos ensaios e simulações para as cargas de 100 e 300 kg apresentam-se no anexo A.

Trajectória rápida com controlador PID

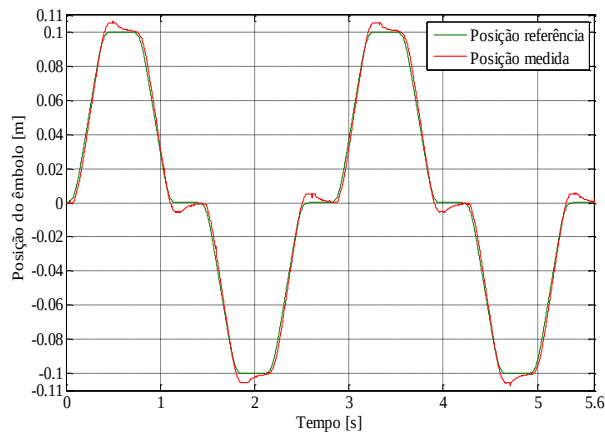


Figura 4.24 Trajetória rápida com controlador PID (medido)

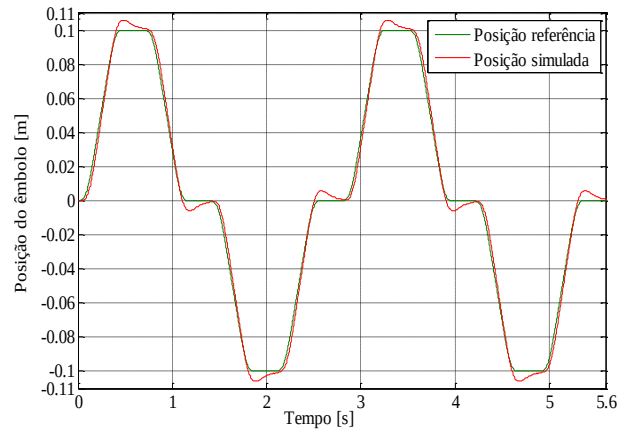


Figura 4.25 Trajetória rápida com controlador PID (simulado)

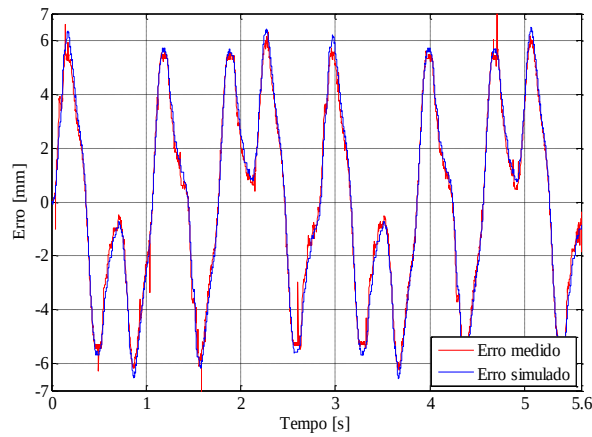


Figura 4.26 Erro de seguimento para trajetória rápida com controlador PID

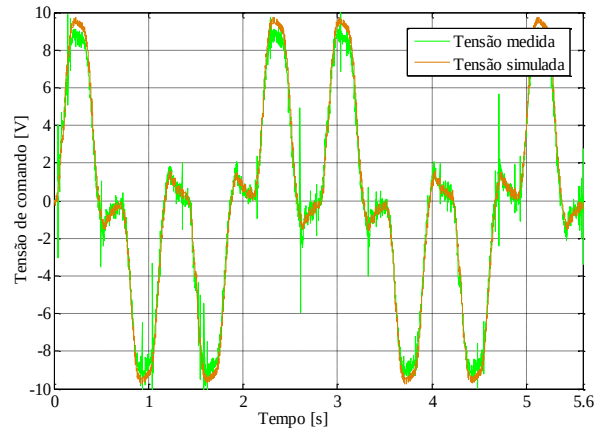


Figura 4.27 Tensão de comando para trajetória rápida com controlador PID

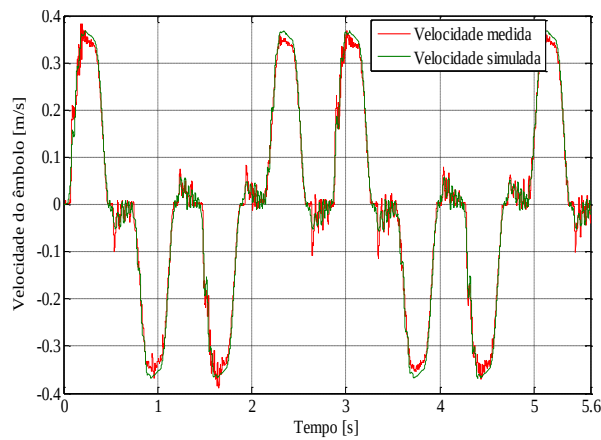


Figura 4.28 Velocidade do êmbolo para trajetória rápida com controlador PID

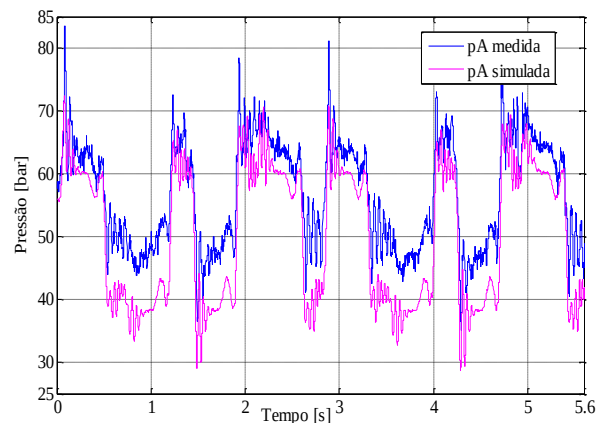


Figura 4.29 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória rápida com controlador PID

Parametrização e Apresentação dos Resultados do Modelo de Simulação

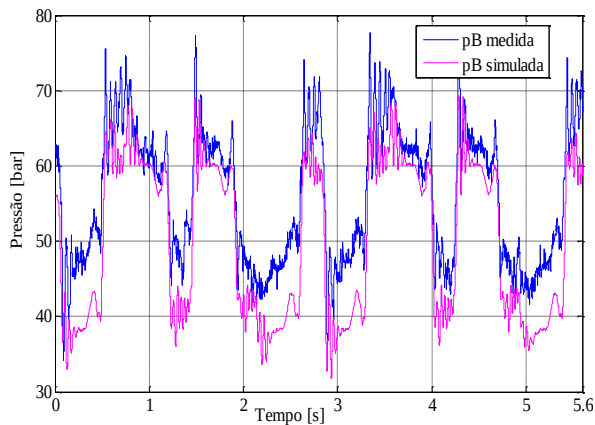


Figura 4.30 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória rápida com controlador PID

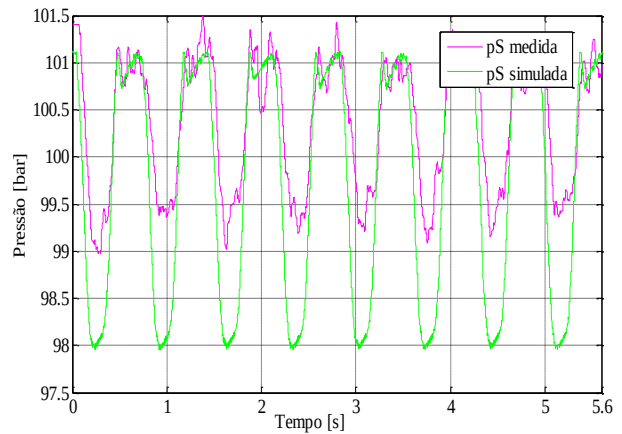


Figura 4.31 Pressão da fonte para trajetória rápida com controlador PID

Trajectória rápida com controlador proporcional

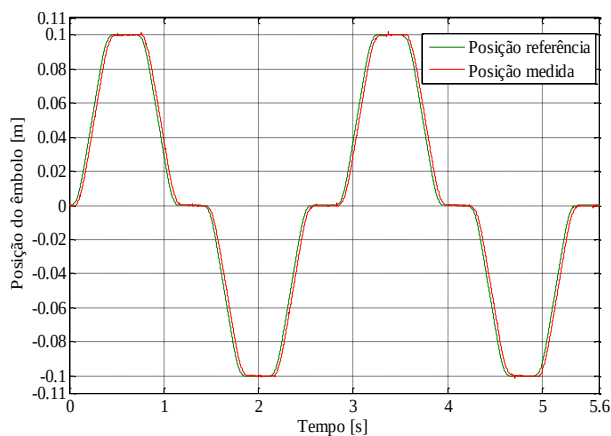


Figura 4.32 Trajetória rápida com controlador proporcional (medido)

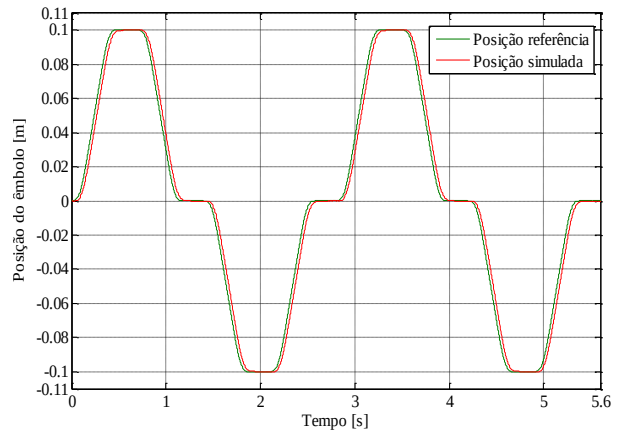


Figura 4.33 Trajetória rápida com controlador proporcional (simulado)

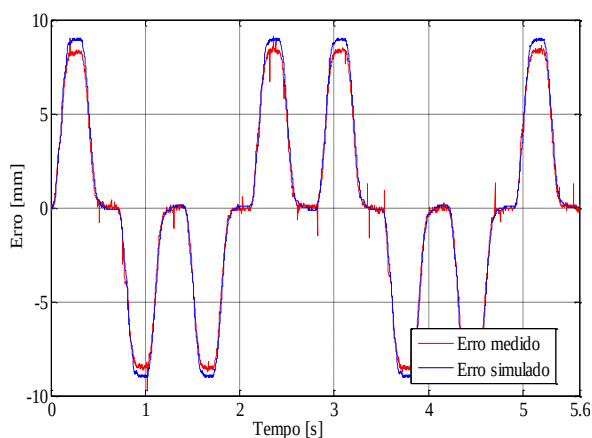


Figura 4.34 Erro de seguimento para trajetória rápida com controlador proporcional

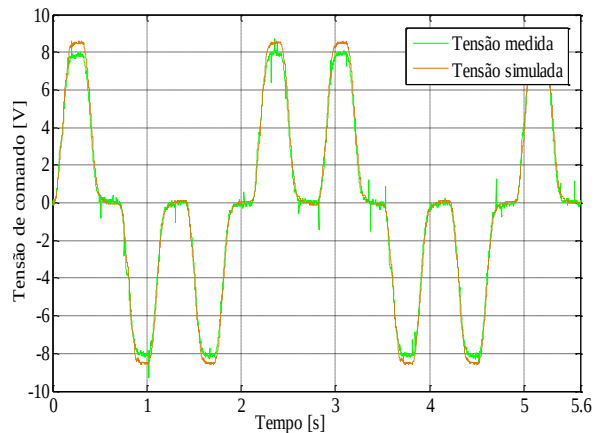


Figura 4.35 Tensão de comando para trajetória rápida com controlador proporcional

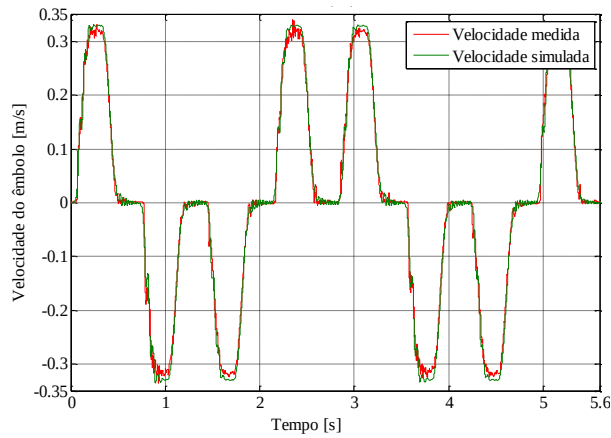


Figura 4.36 Velocidade do êmbolo para trajetória rápida com controlador proporcional

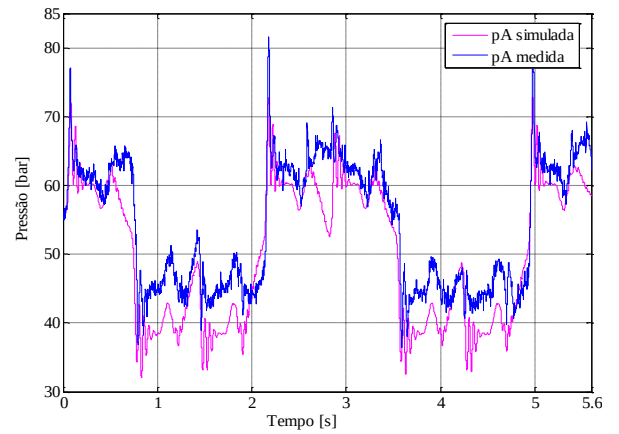


Figura 4.37 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória rápida com controlador proporcional

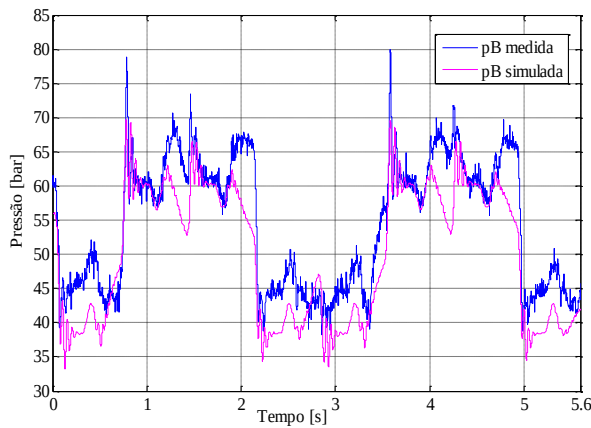


Figura 4.38 - Pressão da câmara B do cilindro para trajetória rápida com controlador proporcional

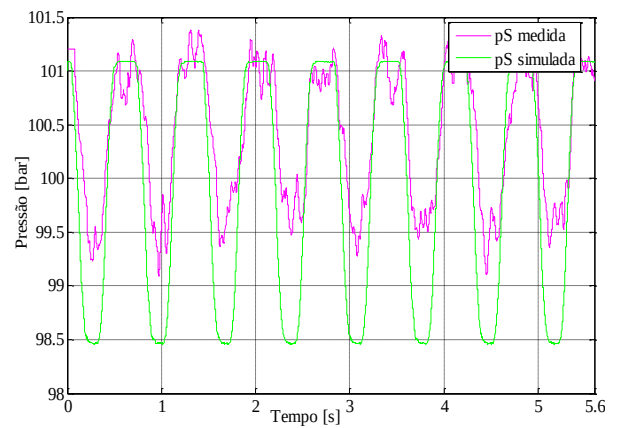


Figura 4.39 - Pressão da fonte para trajetória rápida com controlador proporcional

Trajectória lenta com controlador PID

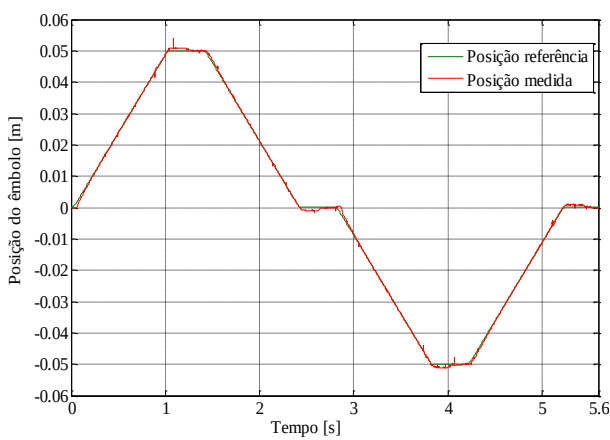


Figura 4.40 Trajetória lenta com controlador PID (medido)

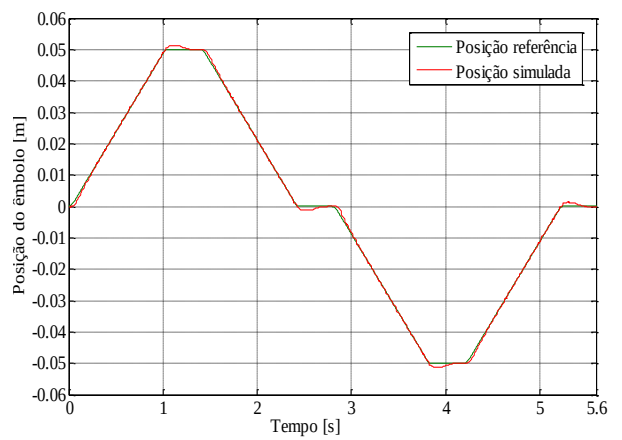


Figura 4.41 Trajetória lenta com controlador PID (simulado)

Parametrização e Apresentação dos Resultados do Modelo de Simulação

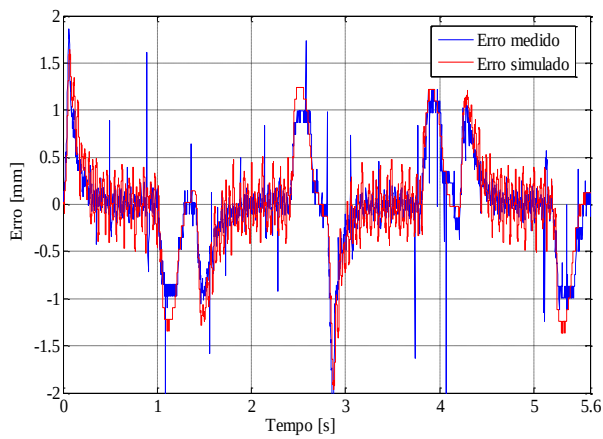


Figura 4.42 Erro de seguimento para trajetória lenta com controlador PID

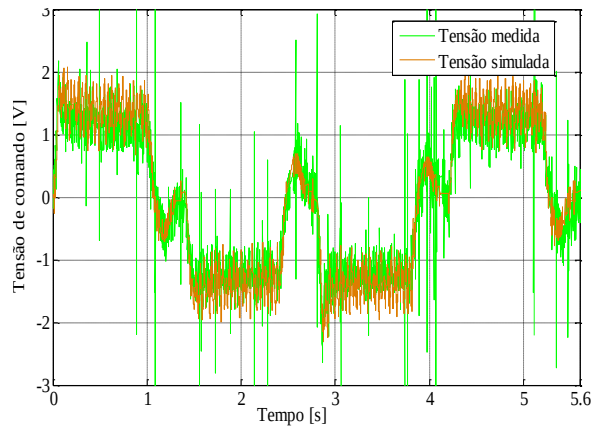


Figura 4.43 Tensão de comando para trajetória lenta com controlador PID

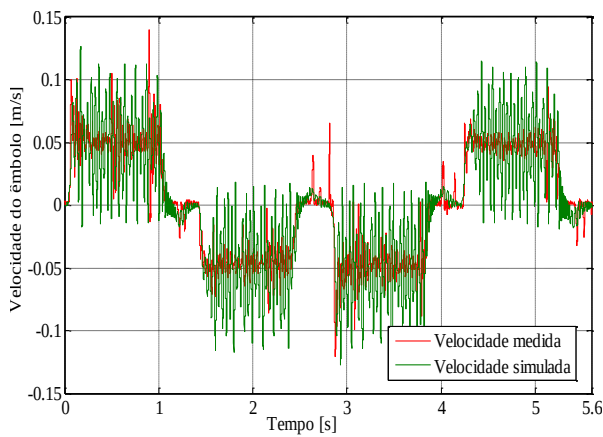


Figura 4.44 Velocidade do êmbolo para trajetória lenta com controlador PID

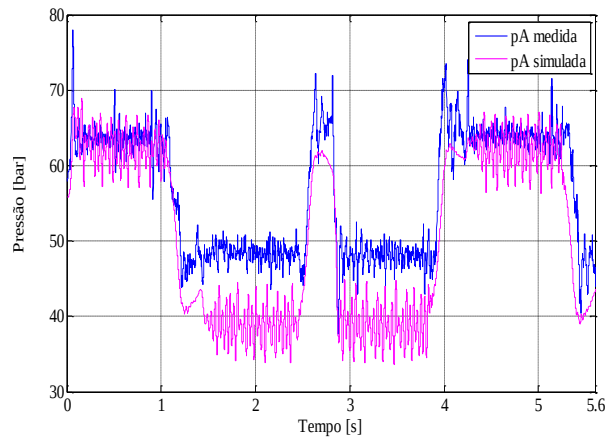


Figura 4.45 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória lenta com controlador PID

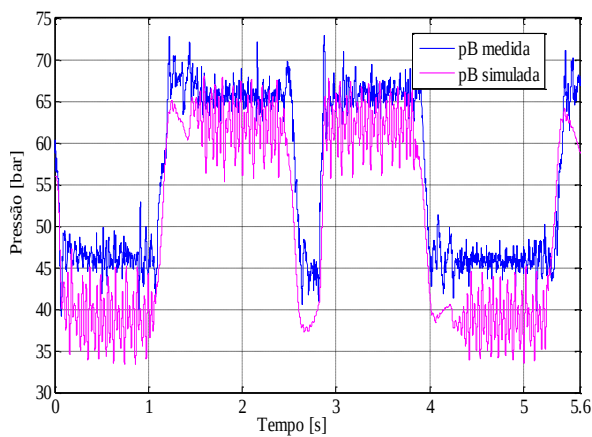


Figura 4.46 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória lenta com controlador PID

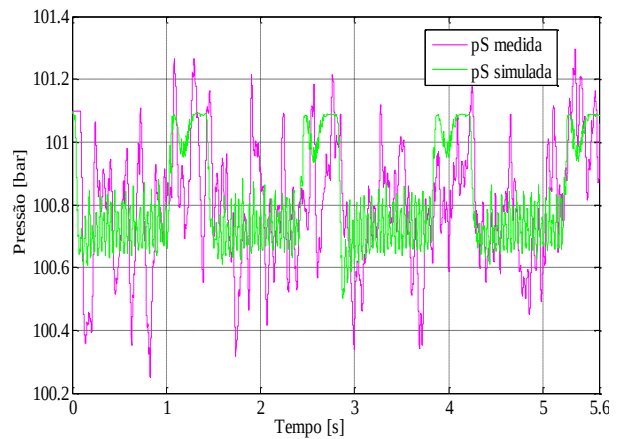


Figura 4.47 Pressão da fonte para trajetória lenta com controlador PID

Trajectória lenta com controlador proporcional

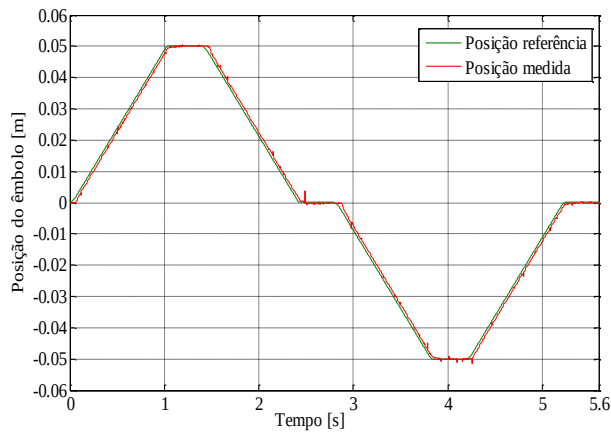


Figura 4.48 Trajetória lenta com controlador proporcional (medido)

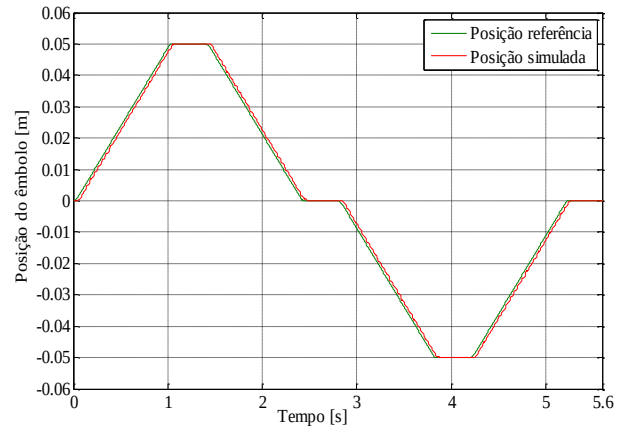


Figura 4.49 Trajetória lenta com controlador proporcional (simulado)

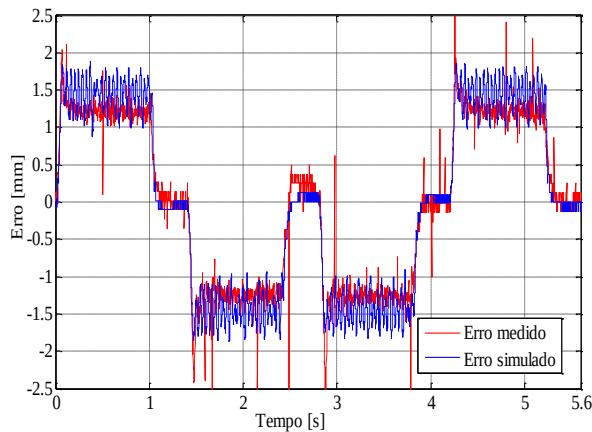


Figura 4.50 Erro de seguimento para trajetória lenta com controlador proporcional

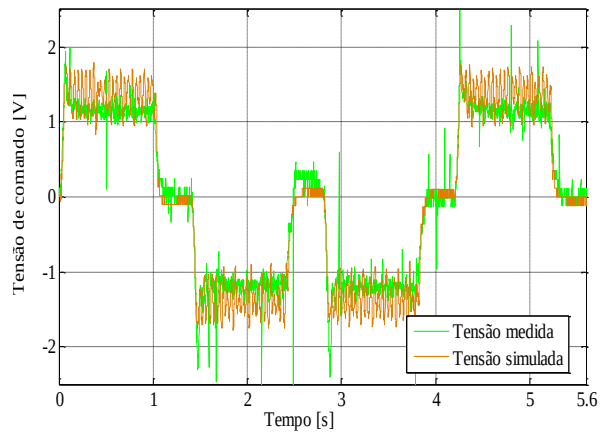


Figura 4.51 Tensão de comando para trajetória lenta com controlador proporcional

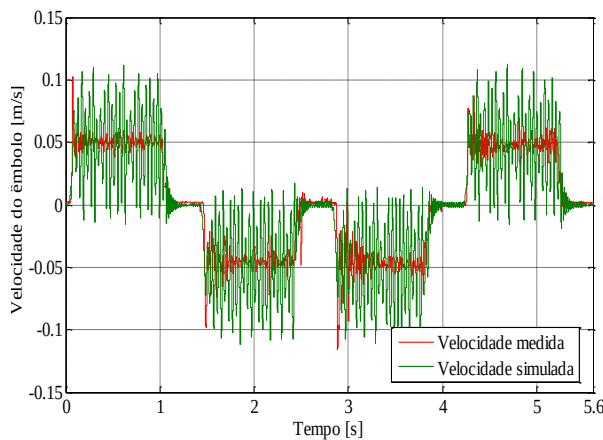


Figura 4.52 Velocidade do êmbolo para trajetória lenta com controlador proporcional

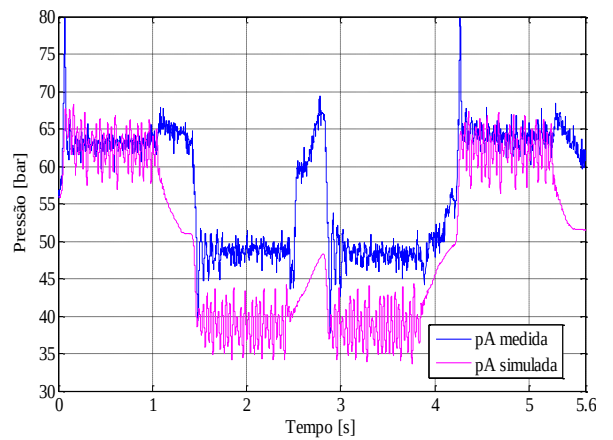


Figura 4.53 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória lenta com controlador proporcional

Parametrização e Apresentação dos Resultados do Modelo de Simulação

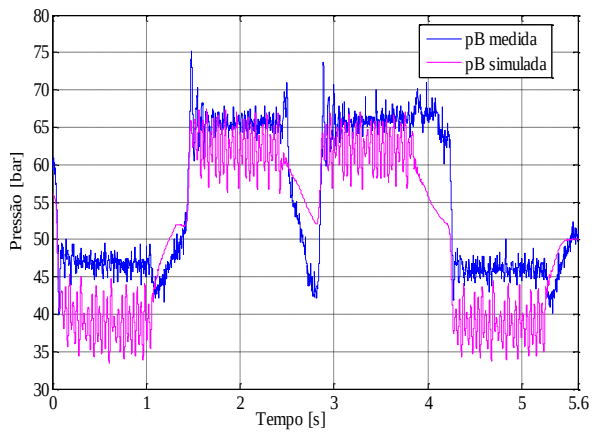


Figura 4.54 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória lenta com controlador proporcional

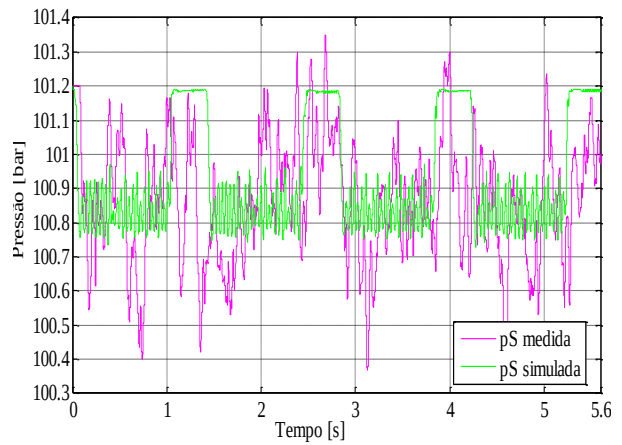


Figura 4.55 Pressão da fonte para trajetória lenta com controlador proporcional

Trajectória inercial com controlador PID

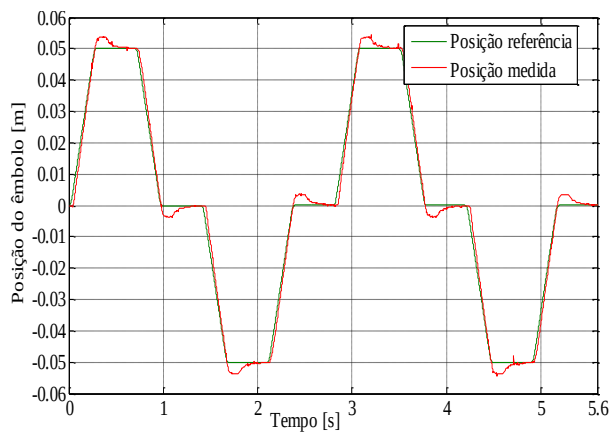


Figura 4.56 Trajetória inercial com controlador PID (medido)

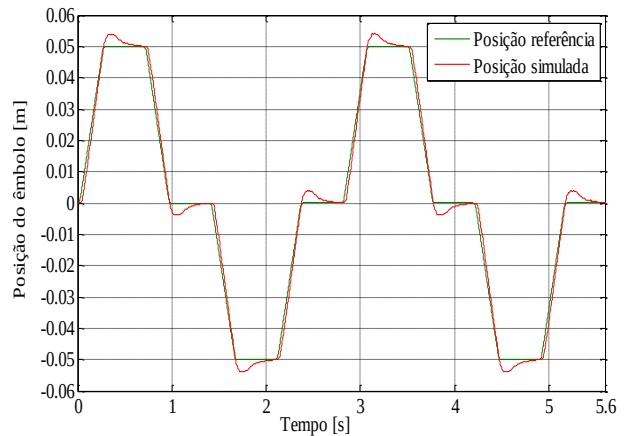


Figura 4.57 Trajetória inercial com controlador PID (simulado)

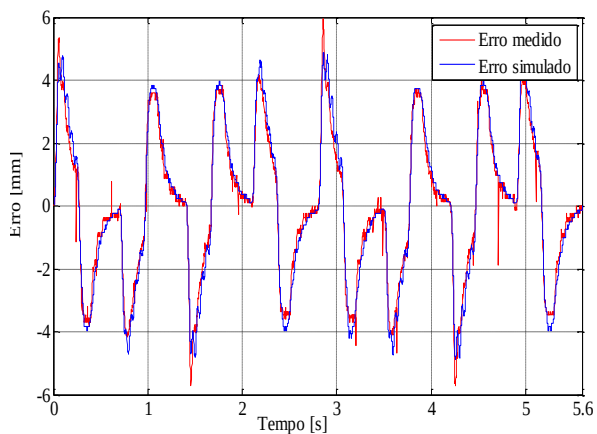


Figura 4.58 Erro de seguimento para trajetória inercial com controlador PID

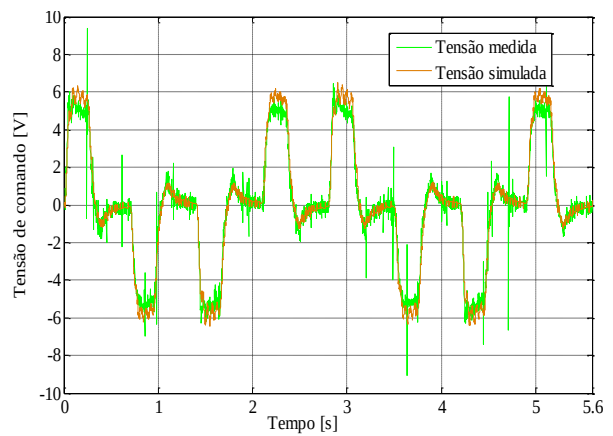


Figura 4.59 Tensão de comando para trajetória inercial com controlador PID

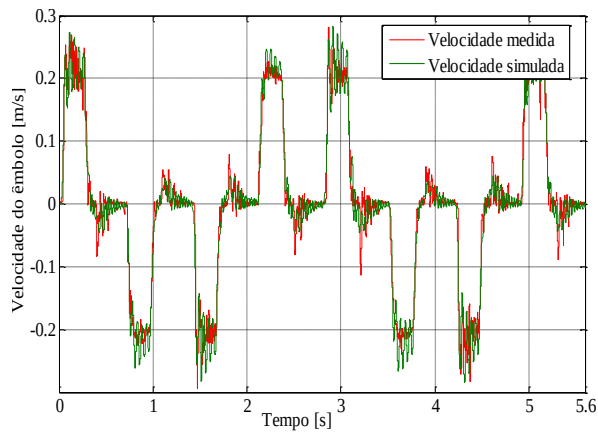


Figura 4.60 Velocidade do êmbolo para trajetória inercial com controlador PID

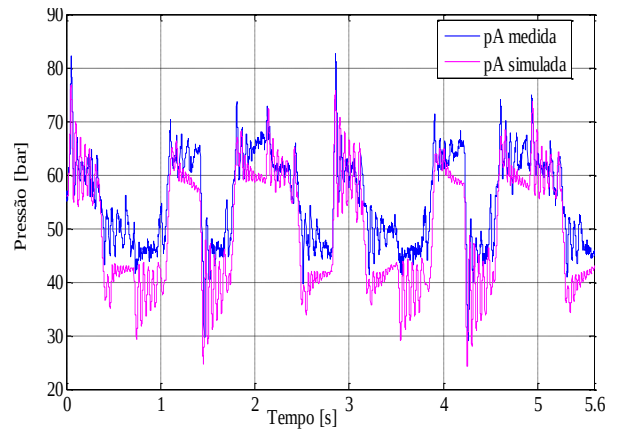


Figura 4.61 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória inercial com controlador PID

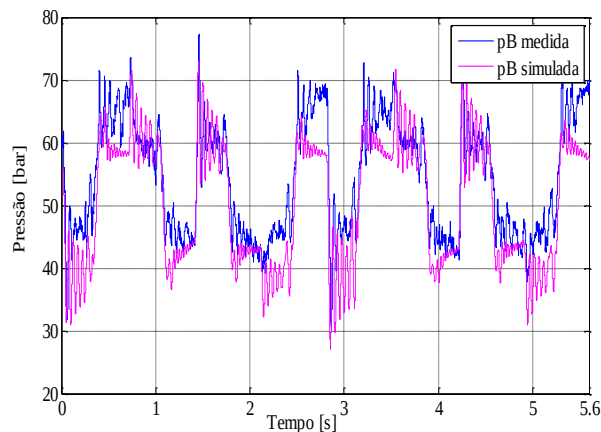


Figura 4.62 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória inercial com controlador PID

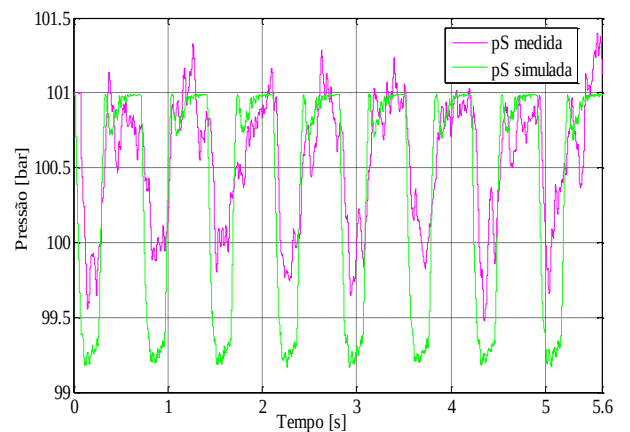


Figura 4.63 Pressão da fonte para trajetória inercial com controlador PID

Trajectoria inercial com controlador proporcional

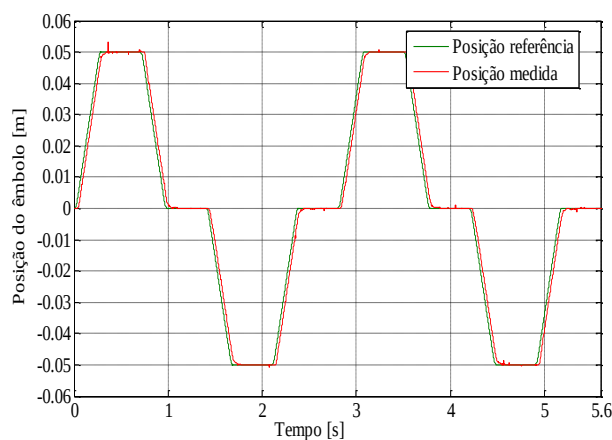


Figura 4.64 Trajetória inercial com controlador proporcional (medido)

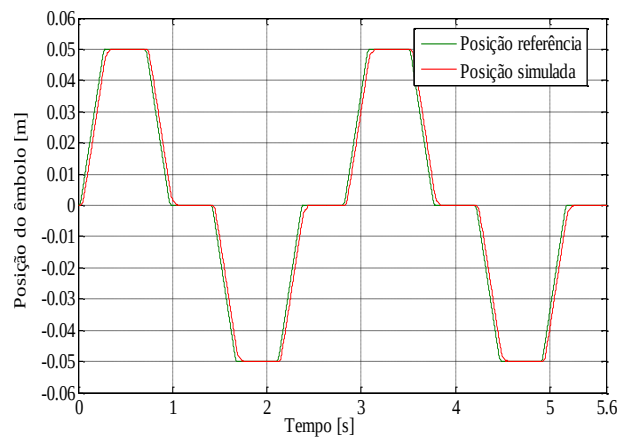


Figura 4.65 Trajetória inercial com controlador proporcional (simulado)

Parametrização e Apresentação dos Resultados do Modelo de Simulação

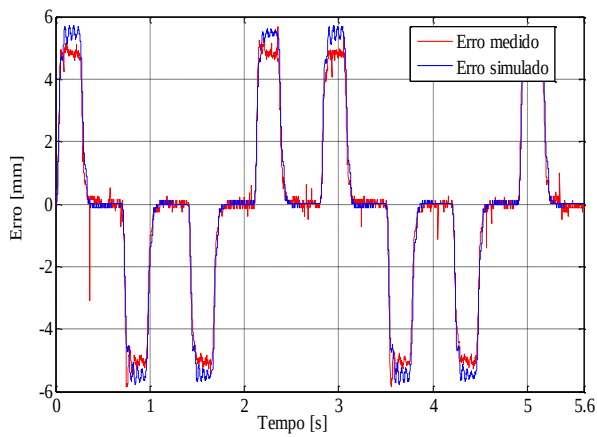


Figura 4.66 Erro de seguimento para trajetória inercial com controlador proporcional

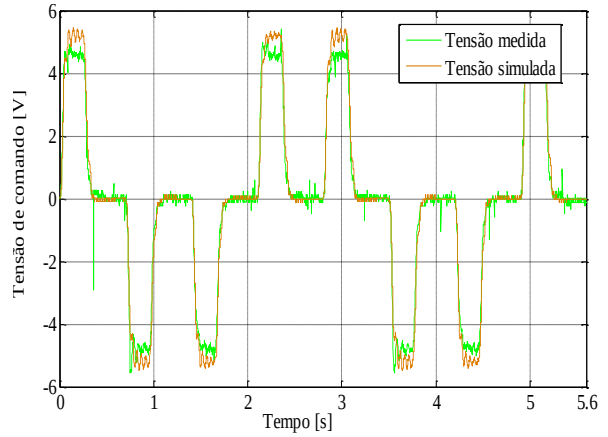


Figura 4.67 Tensão de comando para trajetória inercial com controlador proporcional

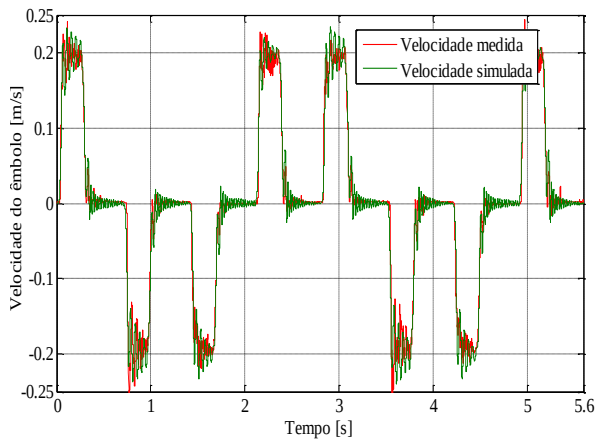


Figura 4.68 Velocidade do êmbolo para trajetória inercial com controlador proporcional

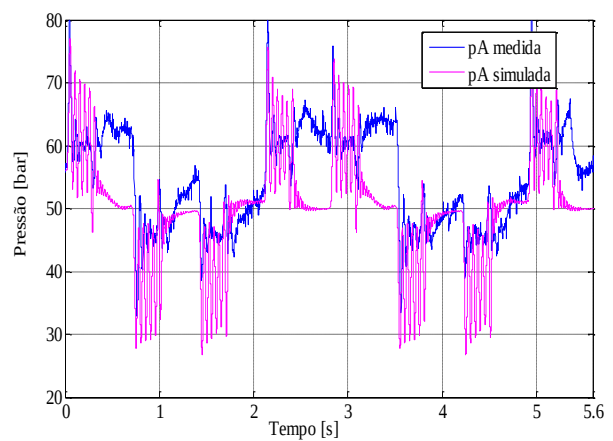


Figura 4.69 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória inercial com controlador proporcional

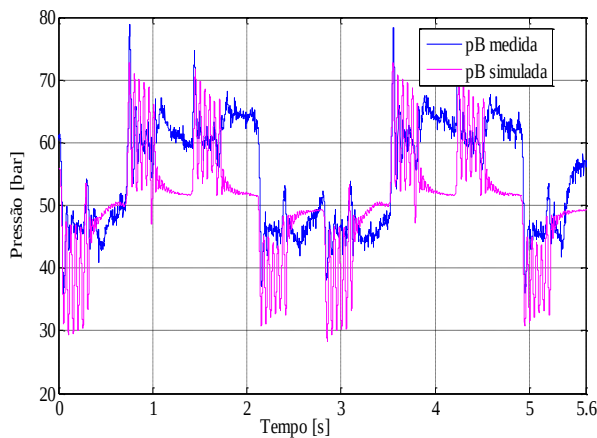


Figura 4.70 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória inercial com controlador proporcional

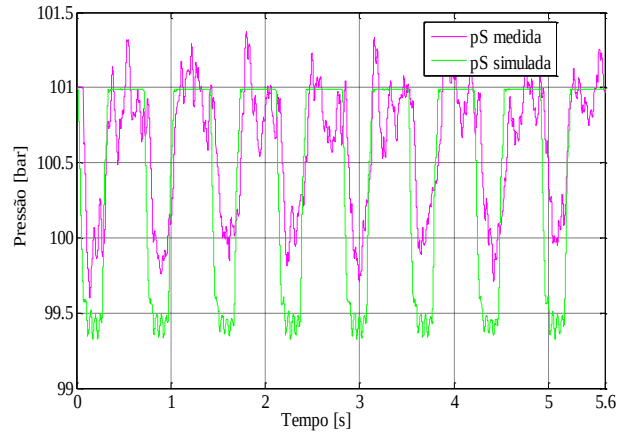


Figura 4.71 Pressão da fonte para trajetória inercial com controlador proporcional

4.3 Análise dos resultados

Pela análise global dos resultados apresentados, constata-se uma boa correlação entre os resultados de simulação e os experimentais. Contudo, e apesar de se verificarem algumas discrepâncias entre os valores absolutos, a evolução global é idêntica. Estas diferenças serão analisadas com maior detalhe ao longo deste ponto, de acordo com as trajectórias e os efeitos a colocar em evidência.

A trajectória rápida é a que apresenta maior correlação entre os resultados experimentais e de simulação. Analisando os resultados pela ordem que foram apresentados, constata-se uma “colagem” quase absoluta no seguimento de posição para ambos os controladores, figuras 4.24, 4.25, 4.32 e 4.33. As pequenas discrepâncias que existem são apenas descortináveis pela observação do erro, presente nas figuras 4.26 e 4.34, de onde se denota um breve atraso e diferença no valor absoluto.

Em semelhança e por relação directa com o erro, observa-se que a tensão de comando evolui de forma idêntica ao erro, salientando-se apenas pequenas diferenças nos valores máximos, figuras 4.27 e 4.35.

A velocidade apresenta um comportamento idêntico às duas variáveis anteriormente expostas, apenas e novamente há a referir pequenas diferenças nos valores máximos, figuras 4.28 e figuras 4.36.

As pressões das câmaras do cilindro apresentam evoluções bastante semelhantes com as medidas, contudo, as pressões máximas e mínimas tendem afastar-se um pouco das medidas, figuras 4.29, 4.30, 4.37 e 4.38. A explicação para estas diferenças pode ser atribuída aos fenómenos de atrito, mais precisamente, por uma deficiente parametrização do modelo de atrito e pela simetria do modelo. Por outro lado, pode também ser incutido ao modelo da válvula um pouco da explicação para estas diferenças, mais concretamente, pelo facto do modelo ter sido construído com comportamento idealmente simétrico em relação à posição central da gaveta.

A pressão da fonte apresenta uma evolução bastante semelhante à medida, contudo, denota-se uma maior variação de pressão, figuras 4.31 e 4.39. Esta variação é explicada pela ausência do modelo do acumulador e eventualmente pela deficiente avaliação da constante de débito, k_{lim} .

A trajectória lenta apresenta resultados semelhantes à rápida, contudo, não tão satisfatórios. Isto deve-se às especificações da própria trajectória, uma vez que foi construída com o intuito de sobrepor as forças de atrito às de inércia.

Analisando agora os resultados com maior detalhe, denota-se um bom seguimento de posição para ambos os controladores, contudo, verifica-se o já mencionado: as forças de atrito sobrepõem-se às forças de inércia, dando-se o aparecimento do fenómeno de *stick-slip*, como ilustrado nas figuras 4.40, 4.41, 4.48 e 4.49.

Em consequência disso, a evolução do erro é um pouco oscilante e com maior amplitude, apesar da sua evolução ser idêntica à verificada nos ensaios experimentais, figuras 4.42 e 4.50.

Em semelhança e por relação directa com o erro, a tensão de comando apresenta evoluções idênticas com as medidas, denotando-se também aqui discrepâncias ao nível dos seus valores absolutos, figuras 4.43 e 4.51.

A velocidade exhibe evoluções bastante semelhantes às medidas, contudo e uma vez mais apresenta maiores oscilações, em consequência do fenómeno de *stick-slip*, figuras 4.44 e 4.52.

As pressões das câmaras mostram evoluções semelhantes às medidas, porém, e em semelhança às evoluções da trajectória rápida, têm discrepâncias ao nível dos valores absolutos, sendo a responsabilidade uma vez mais incutida ao modelo de atrito e modelo da servo-distribuidora, figuras 4.45, 4.46, 4.53 e 4.54.

A análise da pressão da fonte revela-se bastante difícil em virtude da sua baixa variação e irregularidade, contudo, denota-se uma menor irregularidade na simulação, figuras 4.47 e 4.55.

A trajectória inercial apresenta resultados globais idênticos às trajectórias já analisadas. Porém, a correlação entre as evoluções medidas e simuladas, das pressões das câmaras do cilindro, não são tão satisfatórias quanto nas anteriores trajectórias.

No seguimento de posição, verifica-se uma vez mais grande similitude entre as evoluções medidas e simuladas, figuras 4.56, 4.57, 4.64 e 4.65. As pequenas diferenças que se verificam apenas se tornam visíveis pela análise do erro, onde apesar de terem uma evolução semelhante diferem nos seus valores extremos, figuras 4.58 e 4.66. Ainda pela análise do erro, verifica-se que as diferenças são maiores quando o controlo do sistema é efectuado por um controlador proporcional.

Tal como o erro, a tensão de comando apresenta evoluções de acordo com as medidas, destacando-se novamente pequenas diferenças nos valores máximos, figuras 4.59 e 4.67.

A velocidade exhibe evoluções de acordo com o esperado, evidenciando-se mais uma vez pequenas discrepâncias nos valores máximos e uma maior amplitude de oscilação nas evoluções simuladas, figuras 4.60 e 4.68. De onde se pode concluir que os volumes (mortos do cilindro e elementos de ligação) ou o módulo de compressibilidade do fluido não tenham sido correctamente parametrizados.

As pressões das câmaras do cilindro apresentam evoluções satisfatórias, sendo melhores quando o controlo do sistema é efectuado pelo controlador PID, figuras 4.61, 4.62, 4.69 e 4.70. As discrepâncias observadas, são mais uma vez incutidas à parametrização do modelo de atrito, ao próprio modelo de atrito e à consideração de simetria do modelo da servo-distribuidora.

A pressão da fonte apresenta evoluções de acordo com o medido, figuras 4.63 e 4.71, mas mais uma vez, apresenta variações maiores que as medidas. As razões destas discrepâncias são novamente a falta do modelo do acumulador e a eventual má parametrização da constante de débito, k_{lim} .

4.4 Conclusão

Neste capítulo foram apresentadas a parametrização dos componentes hidráulicos do sistema, as trajectórias de posição, o “procedimento” de simulação, os resultados experimentais e de simulação, e por fim, foram discutidos os resultados e expostas as justificações consideradas convenientes.

Pode-se então concluir, da análise de resultados, que de um modo geral e como seria de prever, o efeito duplamente integrador do cilindro hidráulico reduz as diferenças observadas na posição e nas variáveis dela dependente directamente. Isto é, são quase sobrepostos os resultados referentes às variáveis de posicionamento, erro de seguimento e tensão de comando. A velocidade do êmbolo tem evoluções bastante satisfatórias, verificando-se maiores discrepâncias nas variáveis de pressão das câmaras do cilindro e pressão da fonte.

5. Conclusão geral e Sugestões de Trabalhos Futuros

5.1 Conclusão geral

Este trabalho visou a instrumentação e simulação de sistemas óleo-hidráulicos, tendo por base um sistema electro-hidráulico existente no Laboratório de Óleo-hidráulica, do Departamento de Engenharia Mecânica da FEUP.

No que diz respeito à instrumentação, foi realizado o acondicionamento de sinal de um transdutor de caudal. Cujas electrónicas assentou na implementação de um novo microcontrolador, na reformulação do circuito eléctrico do *switch* electrónico de selecção dos modos de funcionamento e na “implementação” de um sistema autónomo de selecção de escalas. O acondicionamento de sinal do transdutor de caudal foi realizado com o intuito de o dotar de características dinâmicas, que permitiram aferir algumas das características dos componentes do sistema electro-hidráulico, assim como obter os parâmetros dos respectivos modelos.

Os testes de avaliação de desempenho do transdutor de caudal revelaram que foi obtida a performance desejada, de acordo com a especificação inicial. Isto é, dotou-se o sistema de capacidade de medição dinâmica, aumentando a sua frequência de amostragem e consequentemente a sua precisão dinâmica.

Na simulação recorreu-se à aplicação *Matlab simulink* da *Mathworks*, onde foi construído um modelo de simulação que reproduziu muito razoavelmente o comportamento do sistema electro-hidráulico existente. Para tal, foram elaborados os modelos matemáticos de cada um dos componentes que constituem o sistema, assim como dos seus componentes discretos. Os referidos componentes são uma bomba de cilindrada fixa, uma válvula limitadora de pressão, uma servo-distribuidora, um actuador linear de duplo efeito simétrico (que movimenta num plano horizontal, uma carga inercial), um conversor digital/analógico, um conversor analógico/digital, um gerador de referências e um controlador.

Com o intuito de avaliar o desempenho do modelo desenvolvido, o sistema foi simulado no seguimento de várias trajectórias de posição, sendo os resultados obtidos comparados com os dos respectivos ensaios laboratoriais. Os resultados revelaram uma boa correlação entre os resultados de simulação e os experimentais, nomeadamente nas variáveis de posicionamento, erro de seguimento e tensão de comando. A velocidade do êmbolo revelou evoluções também satisfatórias, contudo, nas variáveis de pressão das câmaras do cilindro e pressão da fonte, verificou-se menor similitude.

No caso da velocidade, a menor similitude é atribuída ao fenómeno de *stick-slip* e à deficiente parametrização de volumes (mortos do cilindro e elementos de ligação) e módulo de compressibilidade do fluido.

Nas pressões das câmaras do cilindro as discrepâncias são atribuídas à eventual deficiente parametrização do modelo de LuGre, ao modelo adoptado para a caracterização do atrito e à consideração de simetria do modelo da servo-distribuidora.

No caso da pressão da fonte, a menor semelhança é atribuída à falta de um modelo para o acumulador e à eventual má parametrização da constante de débito, k_{lim} .

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Considerando os resultados obtidos nas várias vertentes deste trabalho podem-se sugerir diversas melhorias e novas soluções.

Na instrumentação poderá ser reformulado o programa implementado no microcontrolador, por forma, a ser possível especificar a gama de caudal que melhor se adequa à aplicação do utilizador e com isso aumentar a resolução do transdutor.

Tendo em vista a simplificação do circuito electrónico pode ser eliminado o *DAC*, dado que, o software e hardware permitem o envio do sinal, directamente do microcontrolador para a carta de aquisição de dados, em formato digital.

No que diz respeito à simulação diversas melhorias poderão ser realizadas.

No sentido de ampliar a biblioteca de modelos hidráulicos poderão ser desenvolvidos novos modelos:

- Mangueiras hidráulicas
- Elementos de ligação (“emendas”, tês, ipisilones, etc)
- Filtros
- Acumulador
- Motor
- Caudalímetro

No sentido de melhorar o desempenho do modelo de simulação podem ser reformulados os modelos da bomba e válvula limitadora de pressão, de modo a reproduzir os seus efeitos dinâmicos. Da mesma forma, pode-se melhorar e definir um procedimento expedito e automático para obter os parâmetros do modelo de *LuGre*. Ainda no que diz

respeito ao atrito, poder-se-ia estudar a hipótese de implementar e comparar novos modelos de atrito.

6. . Referências Bibliográficas

- [1] Oustaloup, A., La commande CRONE-Commande robust d'ordre non entier. Paris: HERMES 1991.
- [2] Newton, D., Application of a neural network controller to control a rotary system with a high power efficiency. In Innovations in Fluid Power, Proceedings of the Seventh Bath International Fluid Power Workshop 1995.
- [3] Ellman, A., Sanerma, S., Salminen, M., Piché, R. and Virvalo, T., Tools for Control and Hydraulic Circuit Design of a Hydraulic-Driven Manipulator Mechanism. In Proceedings of the 9th European Simulation Multiconference, Czech Republic 1995.
- [4] Silva, Carlos M., Simulação Digital de Sistemas Óleo-Hidráulicos em Computadores Pessoais, dissertação submetida para acesso à categoria de Investigador Auxiliar, FEUP, Porto 1999.
- [5] Karnopp, Dean C., Margolis L., Rosenberg Ronald C., System Dynamics: A Unified Approach, John Wiley & Sons, Inc, 1990.
- [6] Merrit, H., Hydraulic control systems. John Wiley & Sons, New York 1967.
- [7] McCloy, D. and Martin, H., The control of fluid Power. Longman Group Limited, London 1973.
- [8] Lebrun, M., A Model for a Four-Way Spool Valve Applied to a Pressure Control System. The Journal of Fluid Control, 38-54, 1987.
- [9] Watton, J., Fluid Power Systems - Modeling simulation, analog and microcomputer control. Prentice Hall, UK 1989.
- [10] Handroos, M., and Vilenius, J., Flexible Semi-Empirical Models for Hydraulic Flow Control Valves. Journal of Mechanical Design, 113 (3), 232-238, 1991.
- [11] Vaughan, N. and Gamble, J., The modelling and simulation of a proportional solenoid valve. J. Dynamic Systems, Measmt Control, 118 (1), 120-125, 1996.
- [12] Ellman, A., Leakage behaviour of four-way servovalve. In Fluid Power Systems and Technology 1998, FPST Vol 5, Collected papers of 1998 ASME IMECE, Anaheim, 1998.
- [13] Virtalo, T., Nonlinear model of analog valve. In the 5th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, 1997.

Referências Bibliográficas

- [14] Elmer, K., Mathematical models for a range of electrohydraulic proportional control valves. MPhil Thesis, The Nottingham Trent University, UK, 1999.
- [15] Feki, M., Richard, E., Gomes Almeida, F. Commande en effort d'un vérin hydraulique par linéarisation entrée/sortie. Proceedings of Journées Doctorales d'Automatiques, France, 1999.
- [16] Quintas, M. R. Contribution à la Modélisation et à la Commande Robuste des Systèmes Electrohydrauliques. Docteur Thèse, L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, France, 1999.
- [17] Borghi, M., Milani, M., Paoluzzi, R., Stationary axial flow force analysis on compensated spool valves. International Journal of Fluid Power, 2000.
- [18] Ferreira, J., Modelação de Sistemas Hidráulicos para Simulação com Hardware-in-the-loop. Dissertação de Doutoramento, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, Portugal, 2003.
- [19] Ferreira, J., Gomes de Almeida, F., Quintas, M., Semi-empirical model for a hydraulic servo-solenoid valve. Journal of Systems and Control Engineering, 2002.
- [20] Brun, X., Belgharbi, M., Sesmat, S., Thomasset, D. Scavarda, S., Control of an electropneumatic actuator: comparasion between some linear and non-linear control laws. Journal of Systems and Control Engineering, 1999.
- [21] Dahl, P., Solid friction damping of mechanical vibration. AIAA Journal, 14(12), pp.1675-1682, 1976.
- [22] Bliman, P., Sorine, M., Friction modeling by hysteresis operators. Application to Dahl, sticktion, and Stribeck effects. In Proceedings of the Conference "Models of Hysteresis", Italy, 1991.
- [23] Krasnosel, M., Pokrovskii, A., Systems with hysteresis. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1989.
- [24] Aström, K., Canudas-de-Wit, C. Revisiting the LuGre Model, Stick-slip motion and rate dependence, IEEE Control Systems Magazine 28, 2008.
- [25] Dupont, P., Armstrong, B., Hayward, V., Altpeter, V., Elasto-Plastic Friction Models: Contact Compliance and Stiction. In Proceedings of the 2000 American Control Conference, Chicago, 2000.

[26] Dupont, P., Hayward, V., Armstrong, B., Altpeter, V., Single State Elasto-Plastic Friction Models. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002.

[27] Tustin, A., The effects of back lash and of speed-dependent friction on the stability of closed-cycle control systems. Journal of the Institution of Electrical Engineers Part1 General, 1947.

[28] Bo, L., Pavelescu, D., The friction-speed relation and its influence on the critical velocity of the stick-slip motion. Wear,1982.

[29] Armstrong-Hélouvry, B., Control of Machines with Friction. Kluwer Academic Publishers, Boston, 1991.

[30] Silva, I., Controlo Robusto de Ordem Não Inteira de um Eixo Linear Electro-Hidráulico com Forte Atrito. Dissertação submetida para satisfação parcial dos requisitos de grau de mestre em Automação, Instrumentação e Controlo, FEUP 2004.

Todos os sites descritos a seguir foram verificados na data de 29 de Julho de 2009

Programação:

<http://www.sparkfun.com/commerce/tutorials.php>

<http://www.mikroe.com>

<http://www.microchip.com>

Electrónica:

<http://www.tekscan.com/medical/applications.html>

<http://www.cadsoft.de/index.htm>

<http://www.maxim-ic.com>

<http://tams-www.informatik.uni-hamburg.de/applets/cmos/cmosdemo.html>

<http://www.microchip.com/downloads/en/DeviceDoc/adn009a.pdf>

<http://www.swarthmore.edu/NatSci/echeeve1/Ref/SingleSupply/SingleSupply.html>

Referências Bibliográficas

Diversos:

<http://pt.rs-online.com/>

Anexo A: Resultados experimentais e de simulação para 100 e 300 kg

Os resultados das simulações que aqui se encontram foram todos obtidos de acordo com os parâmetros encontrados no capítulo 4.

Resultados 100 kg

Trajectória Rápida com controlador PID

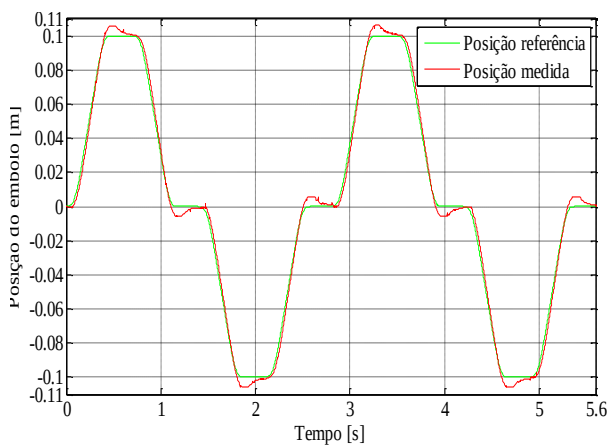


Figura A - 1 Trajectória rápida com controlador PID (medido)

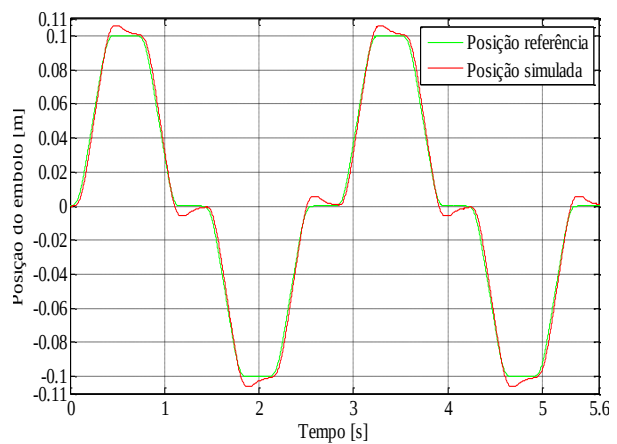


Figura A - 2 Trajectória rápida com controlador PID (simulado)

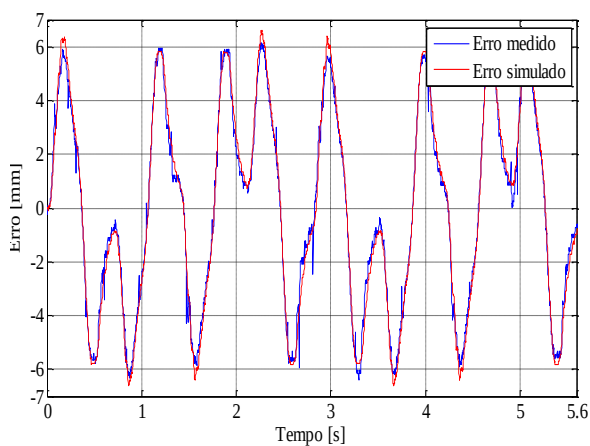


Figura A - 3 Erro de seguimento para trajectória rápida com controlador PID

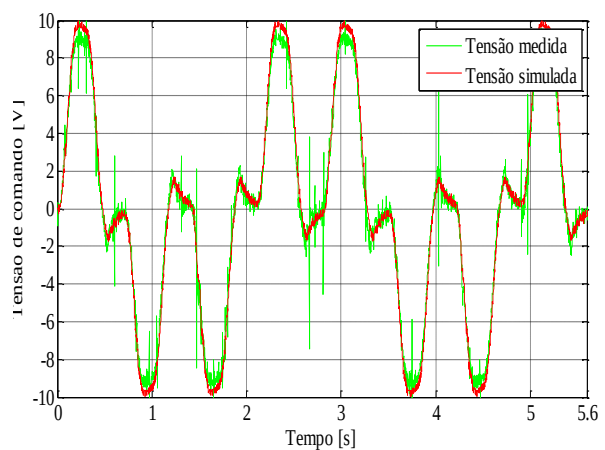


Figura A - 4 Tensão de comando para trajectória rápida com controlador PID

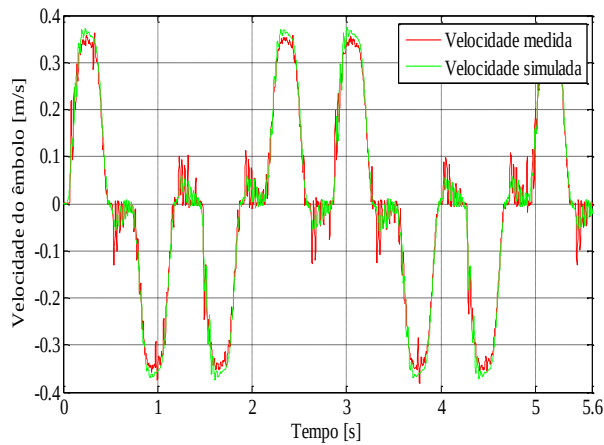


Figura A - 5 Velocidade do êmbolo para trajetória rápida com controlador PID

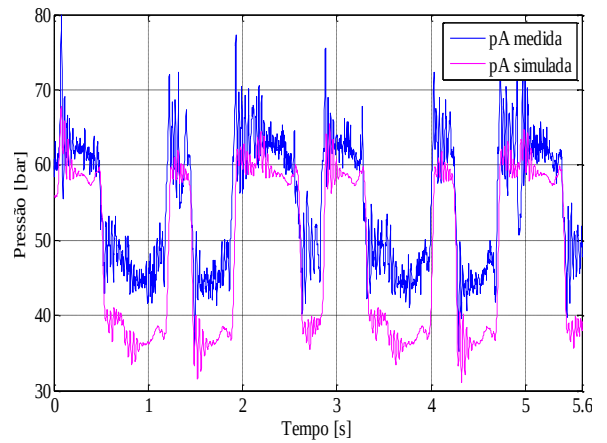


Figura A - 6 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória rápida com controlador PID

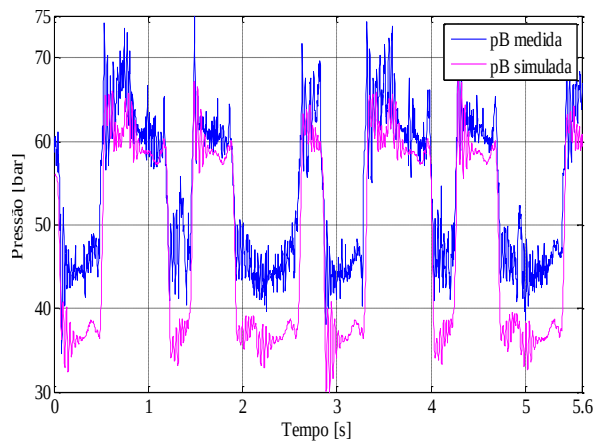


Figura A - 7 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória rápida com controlador PID

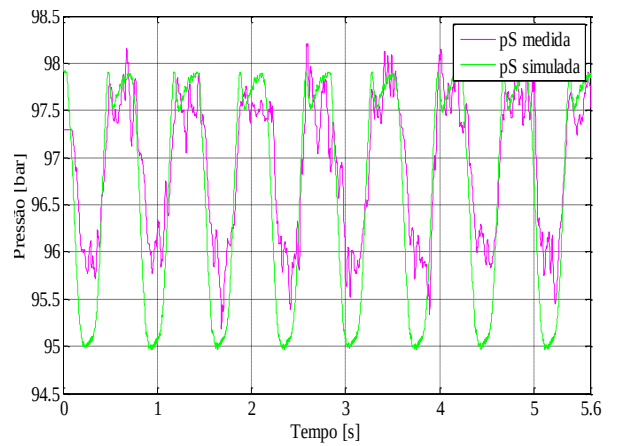


Figura A - 8 Pressão da fonte para trajetória rápida com controlador PID

Trajectoria Rápida com controlador proporcional

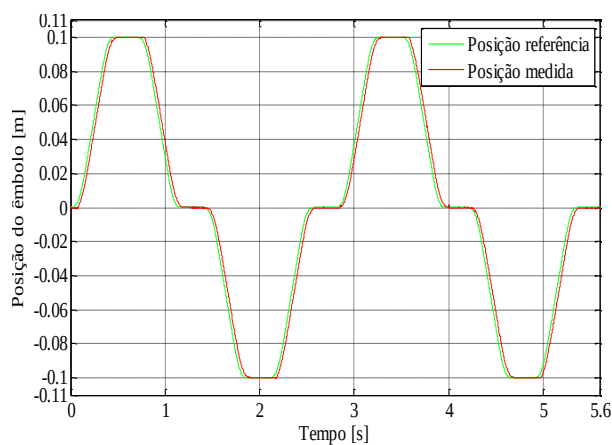


Figura A - 9 Trajetória rápida com controlador proporcional (medido)

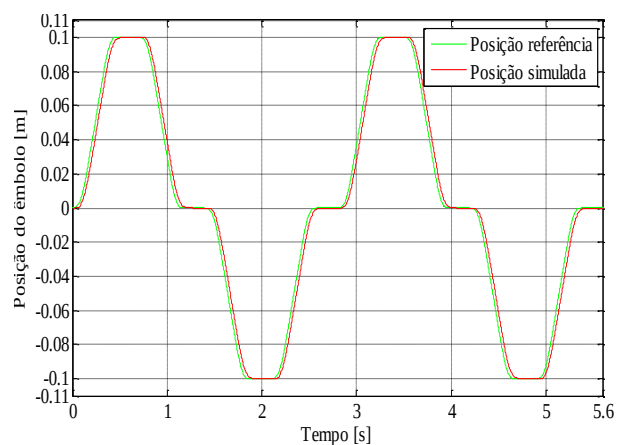


Figura A - 10 Trajetória rápida com controlador proporcional (simulado)

Anexo A: Resultados experimentais e de simulação para 100 e 300 kg

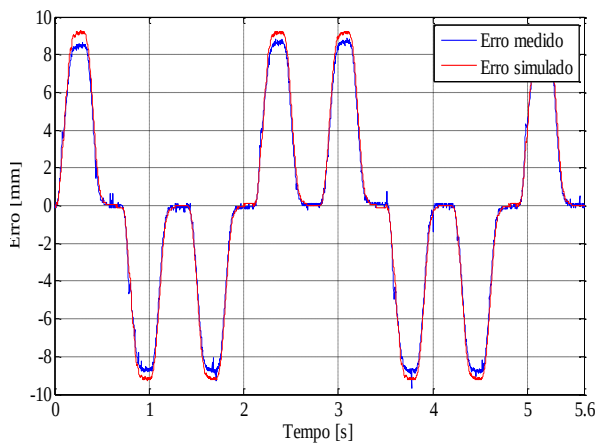


Figura A - 11 Erro de seguimento para trajetória rápida com controlador proporcional

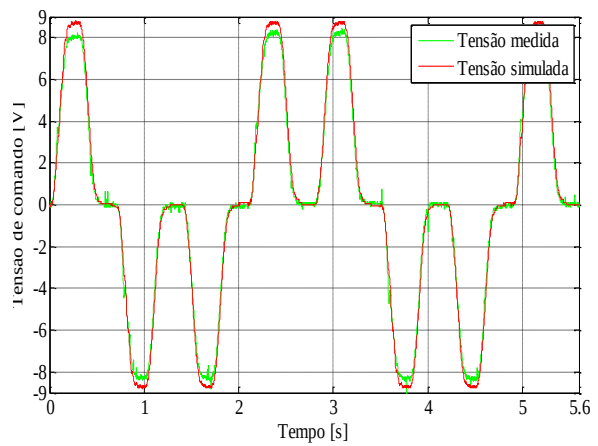


Figura A - 12 Tensão de comando para trajetória rápida com controlador proporcional

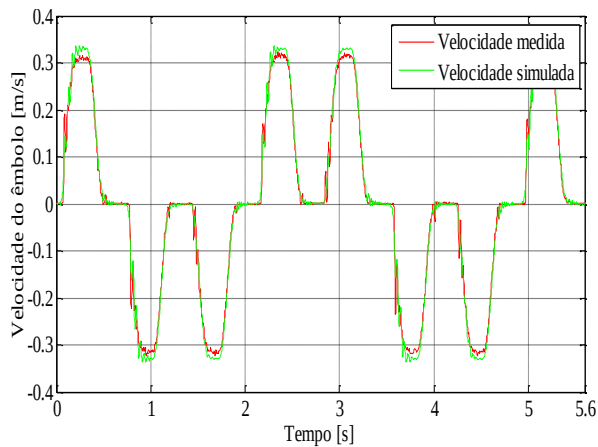


Figura A - 13 Velocidade do êmbolo para trajetória rápida com controlador proporcional

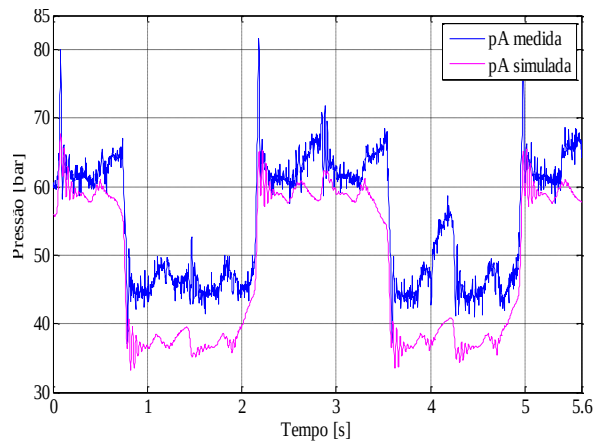


Figura A - 14 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória rápida com controlador proporcional

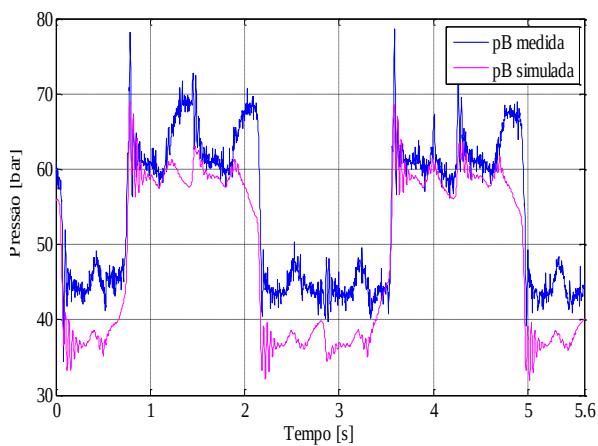


Figura A - 15 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória rápida com controlador proporcional

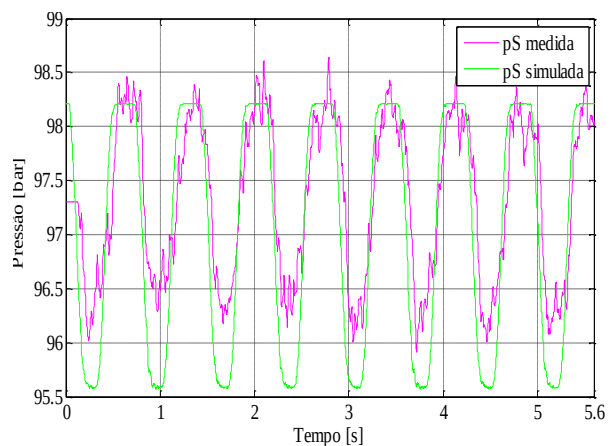


Figura A - 16 Pressão da fonte para trajetória rápida com controlador proporcional

Trajectória Lenta com controlador PID

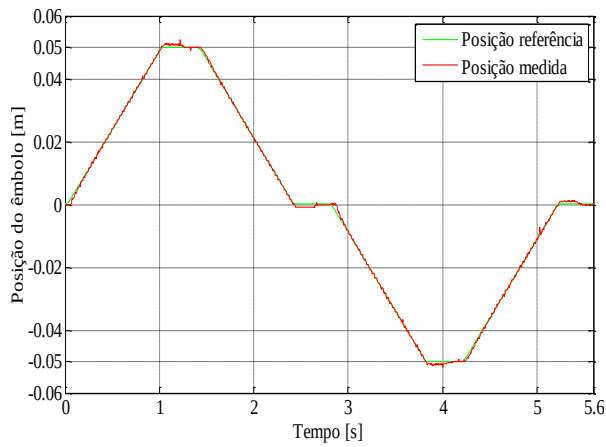


Figura A - 17 Trajetória lenta com controlador PID (medido)

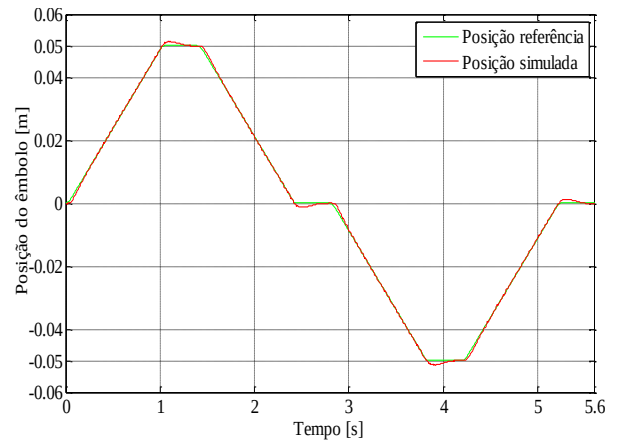


Figura A - 18 Trajetória lenta com controlador PID (simulado)

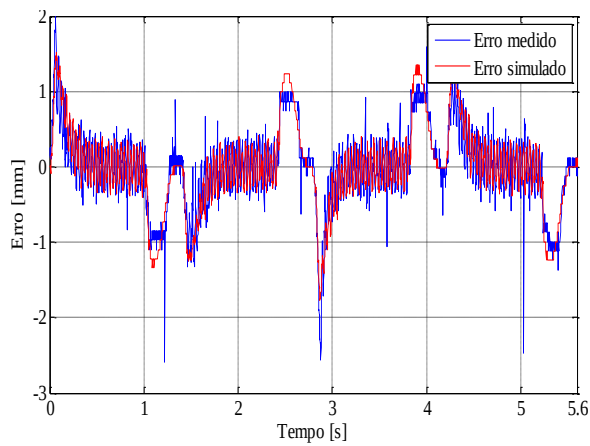


Figura A - 19 Erro de seguimento para trajetória lenta com controlador PID

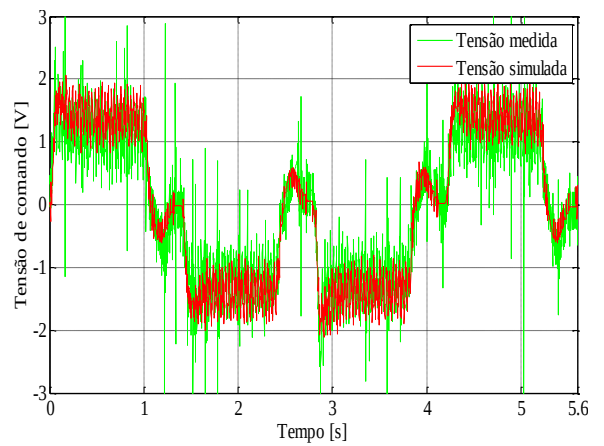


Figura A - 20 Tensão de comando para trajetória lenta com controlador PID

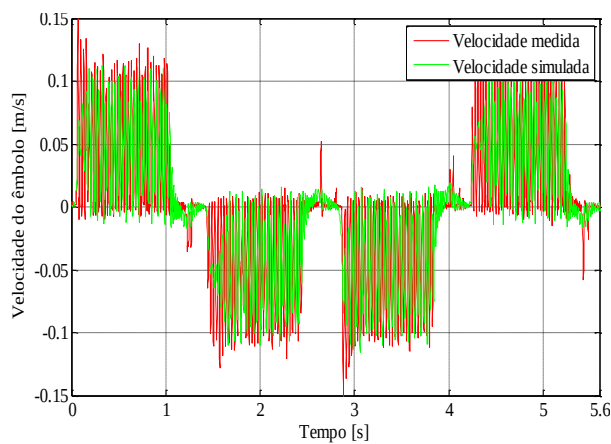


Figura A - 21 Velocidade do êmbolo para trajetória lenta com controlador PID

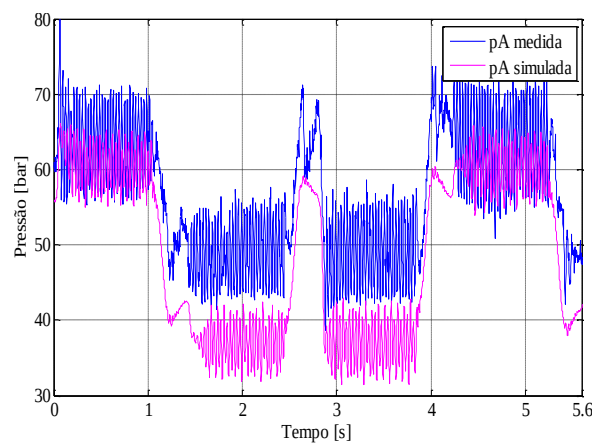


Figura A - 22 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória lenta com controlador PID

Anexo A: Resultados experimentais e de simulação para 100 e 300 kg

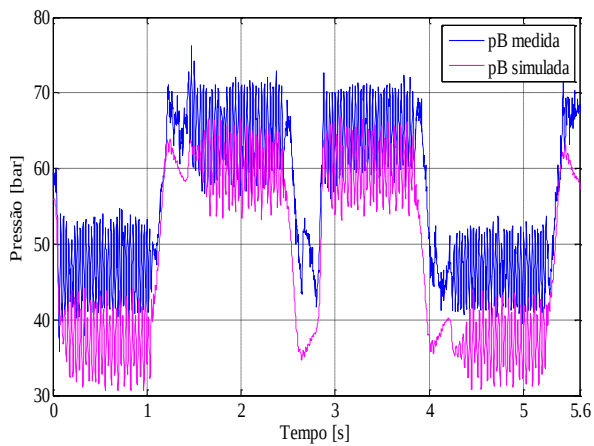


Figura A - 23 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória lenta com controlador PID

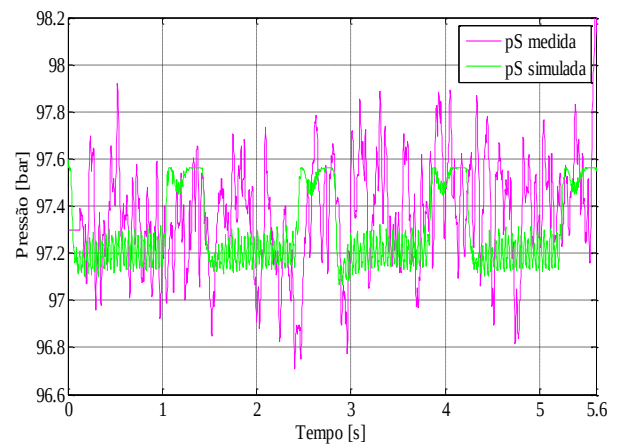


Figura A - 24 Pressão da fonte para trajetória lenta com controlador PID

Trajectória Lenta com controlador proporcional

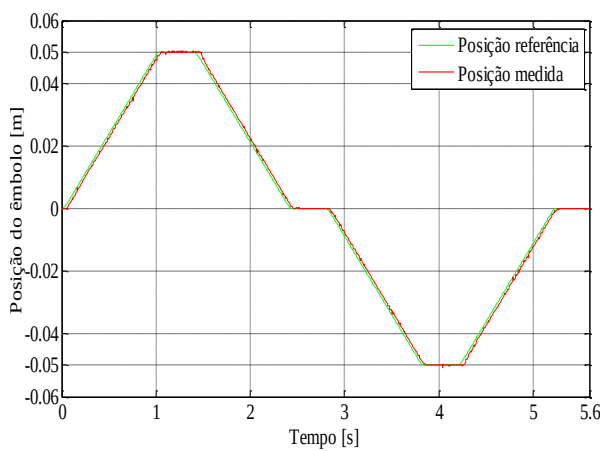


Figura A - 25 Trajetória lenta com controlador proporcional (medido)

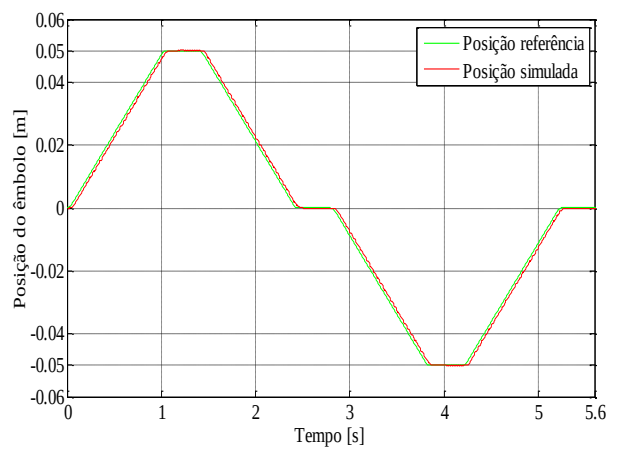


Figura A - 26 Trajetória lenta com controlador proporcional (simulado)

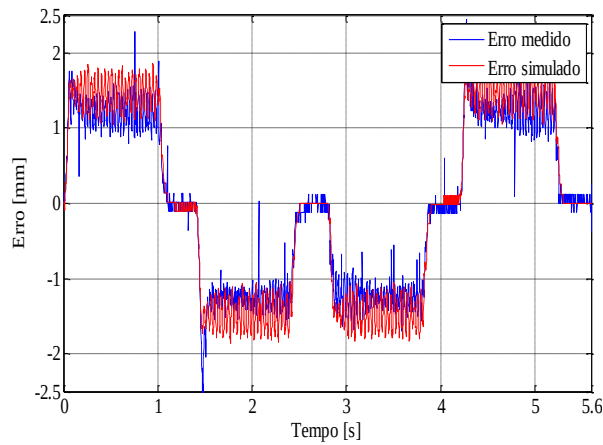


Figura A - 27 Erro de seguimento para trajetória lenta com controlador proporcional

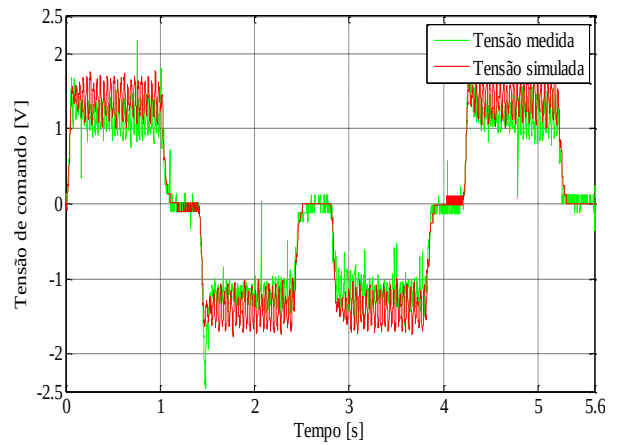


Figura A - 28 Tensão de comando para trajetória lenta com controlador proporcional

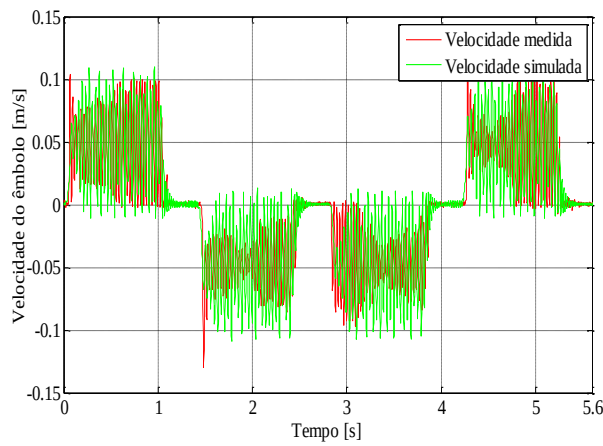


Figura A - 29 Velocidade do êmbolo para trajetória lenta com controlador proporcional

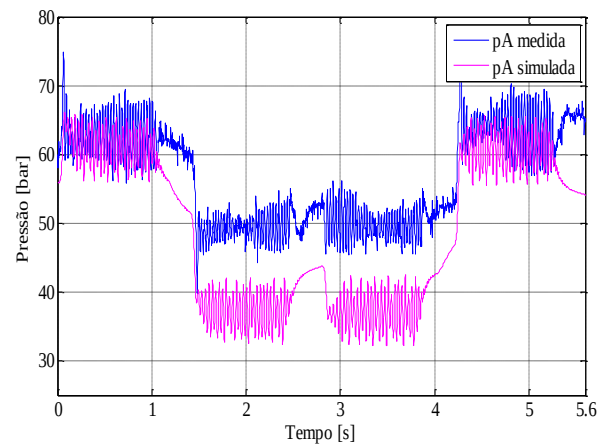


Figura A - 30 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória lenta com controlador proporcional

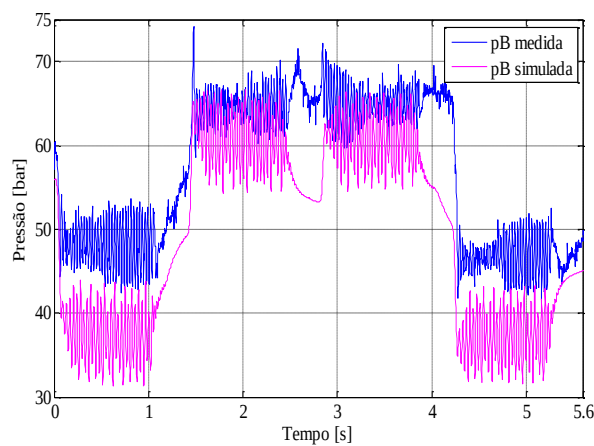


Figura A - 31 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória lenta com controlador proporcional

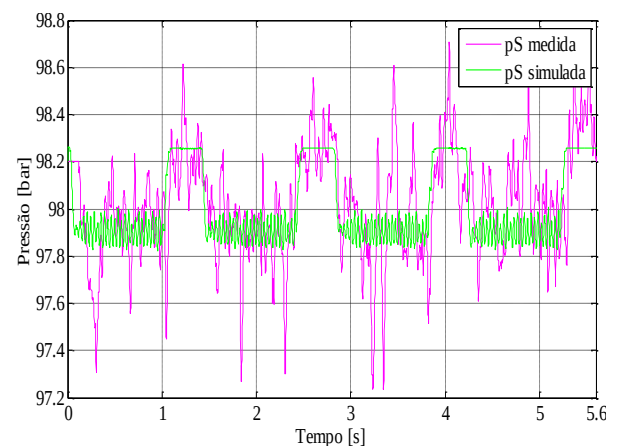


Figura A - 32 Pressão da fonte para trajetória lenta com controlador proporcional

Trajectória Inercial com controlador PID

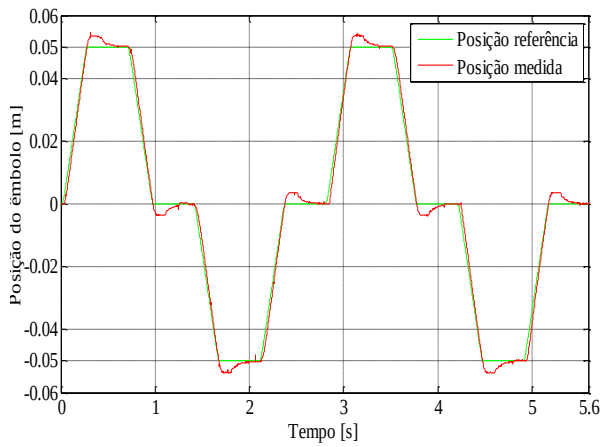


Figura A - 33 Trajetória inercial com controlador PID (medido)

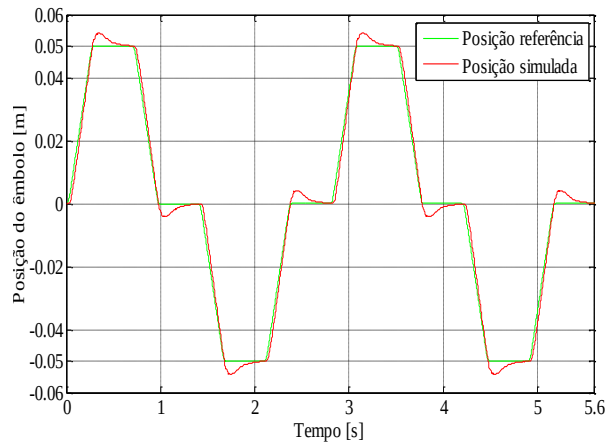


Figura A - 34 Trajetória inercial com controlador PID (simulado)

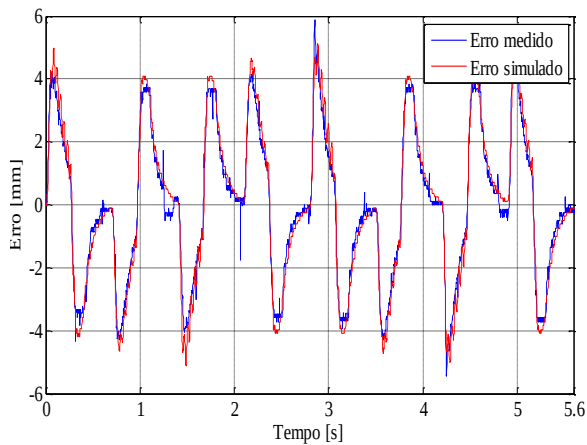


Figura A - 35 Erro de seguimento para trajetória inercial com controlador PID

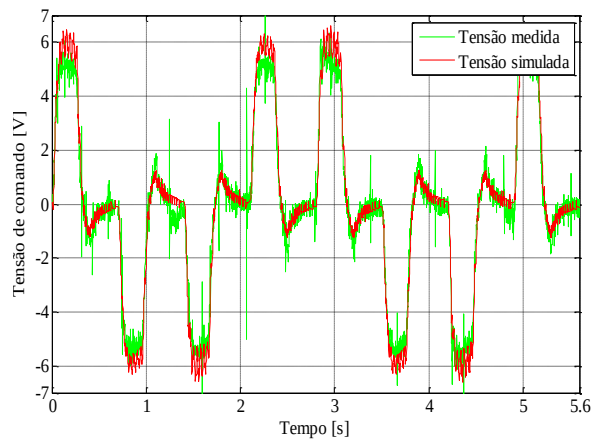


Figura A - 36 Tensão de comando para trajetória inercial com controlador PID

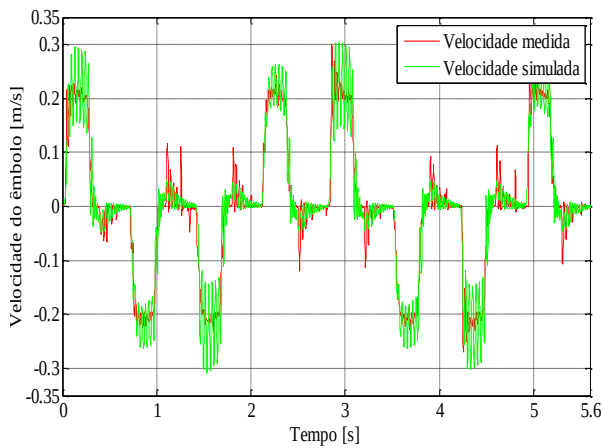


Figura A - 37 Velocidade do êmbolo para trajetória inercial com controlador PID

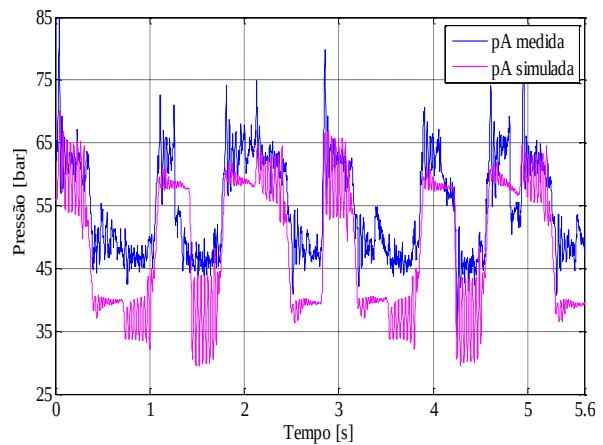


Figura A - 38 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória inercial com controlador PID

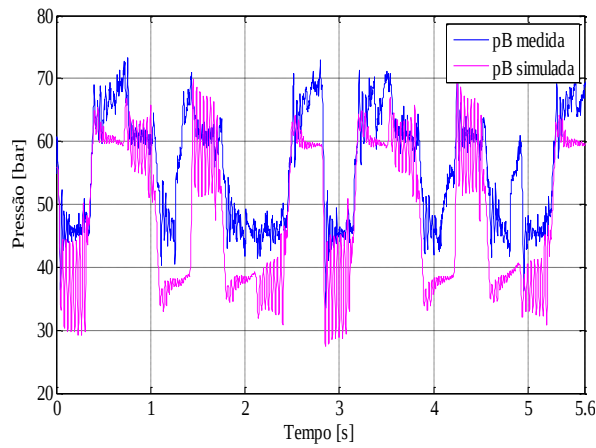


Figura A - 39 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória inercial com controlador PID

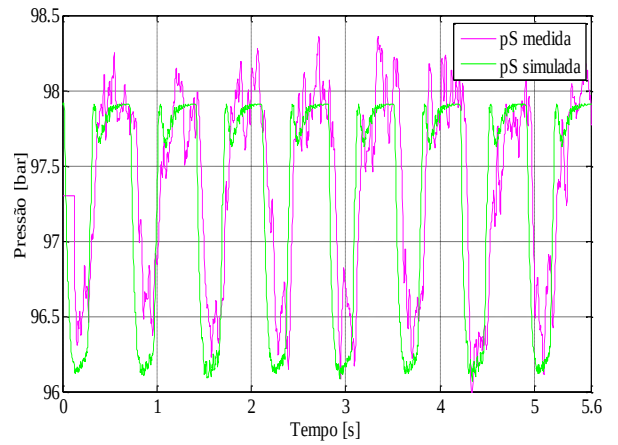


Figura A - 40 Pressão da fonte para trajetória inercial com controlador PID

Trajectória Inercial com controlador proporcional

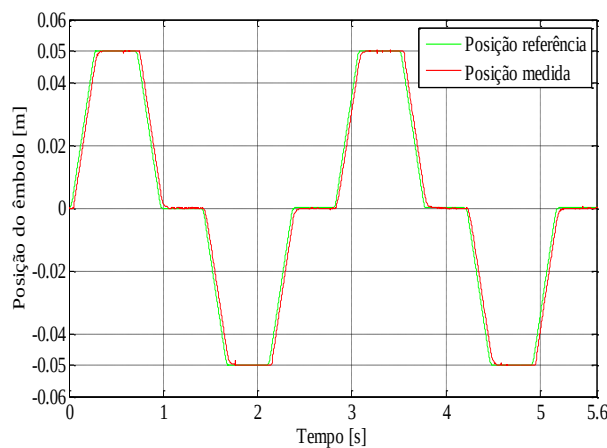


Figura A - 41 Trajetória inercial com controlador proporcional (medido)

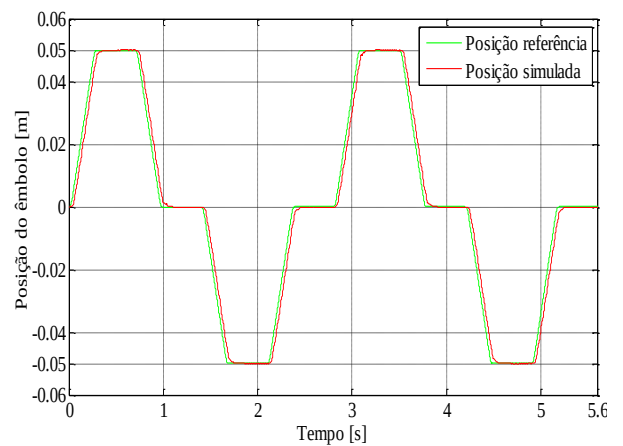


Figura A - 42 Trajetória inercial com controlador proporcional (simulado)

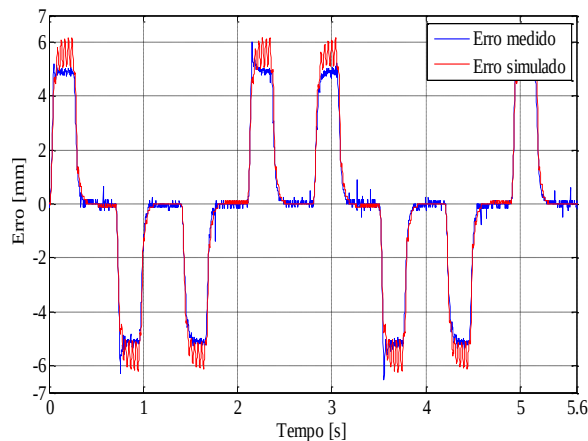


Figura A - 43 Erro de seguimento para trajetória inercial com controlador proporcional

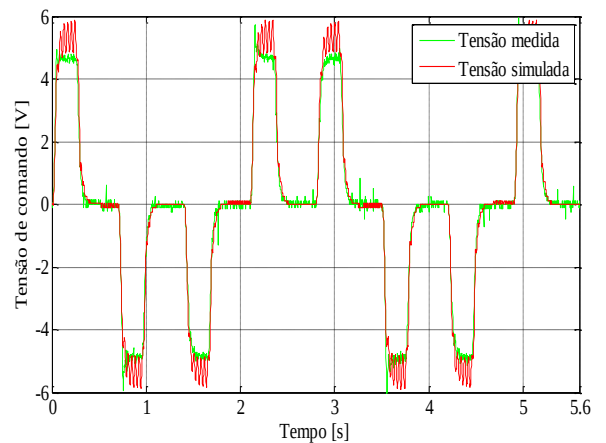


Figura A - 44 Tensão de comando para trajetória inercial com controlador proporcional

Anexo A: Resultados experimentais e de simulação para 100 e 300 kg

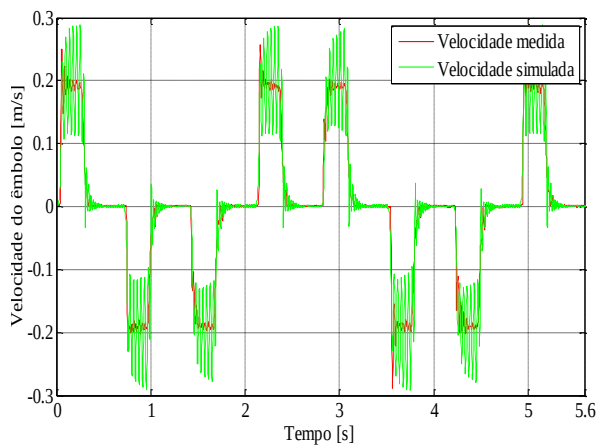


Figura A - 45 Velocidade do êmbolo para trajectória inercial com controlador proporcional

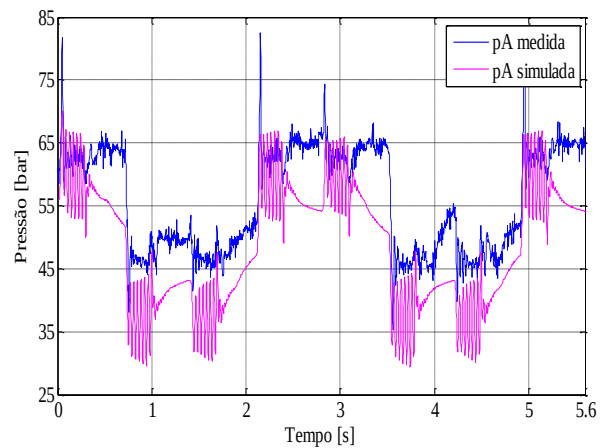


Figura A - 46 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória inercial com controlador proporcional

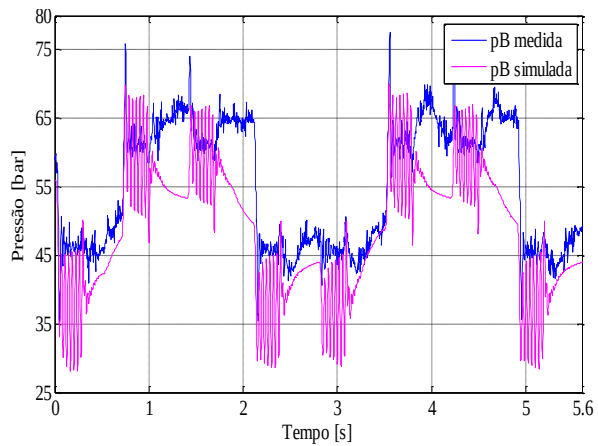


Figura A - 47 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória inercial com controlador proporcional

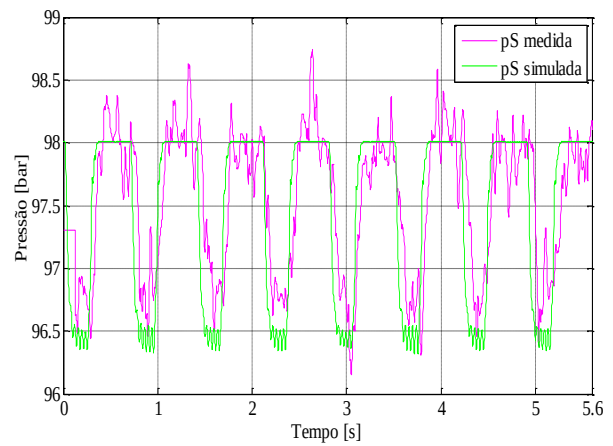


Figura A - 48 Pressão da câmara fonte para trajectória inercial com controlador proporcional

Resultados 300 kg

Trajectória Rápida com controlador PID

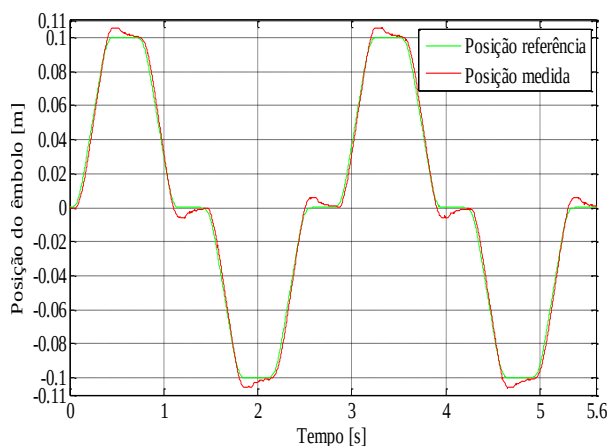


Figura A - 49 Trajectória rápida com controlador PID (medido)

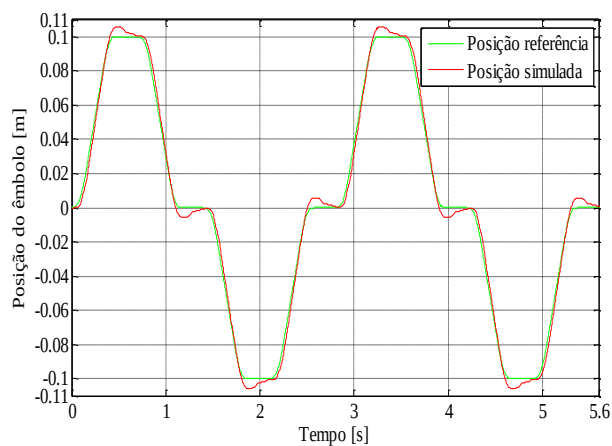


Figura A - 50 Trajectória rápida com controlador PID (simulado)

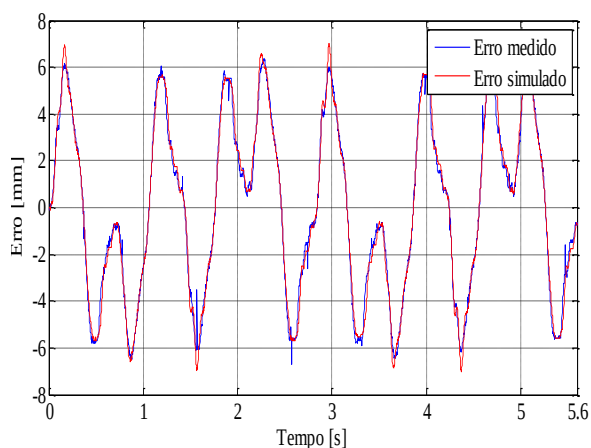


Figura A - 51 Erro de seguimento para trajectória rápida com controlador PID

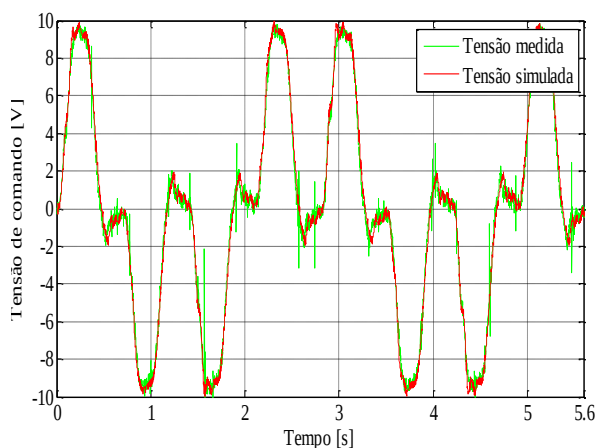


Figura A - 52 Tensão de comando para trajectória rápida com controlador PID

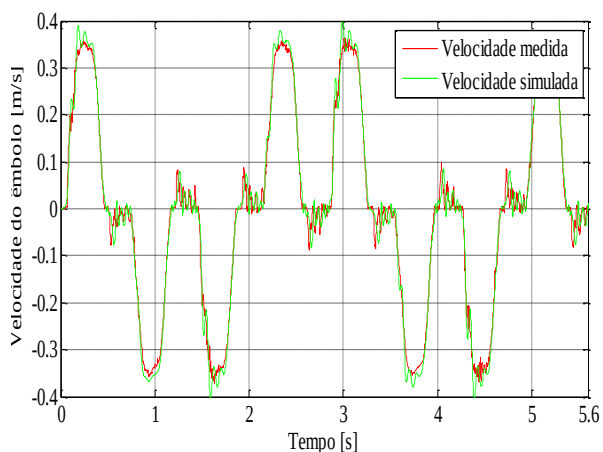


Figura A - 53 Velocidade do êmbolo para trajectória rápida com controlador PID

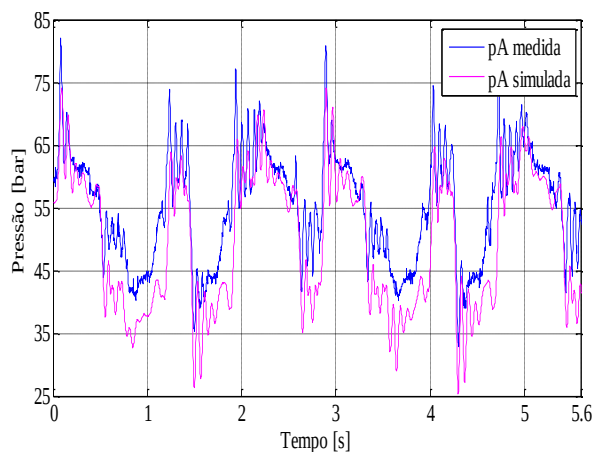


Figura A - 54 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória rápida com controlador PID

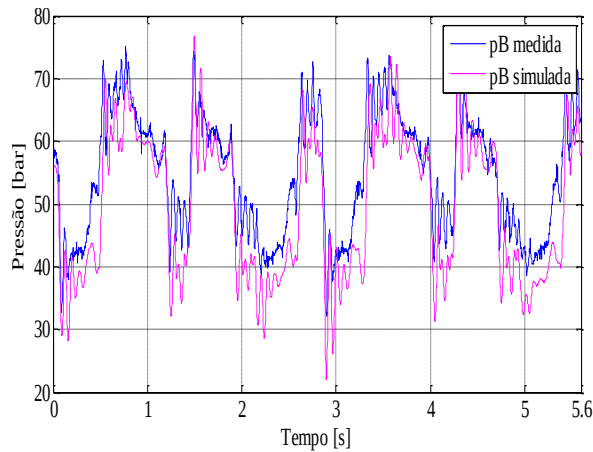


Figura A - 55 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória rápida com controlador PID

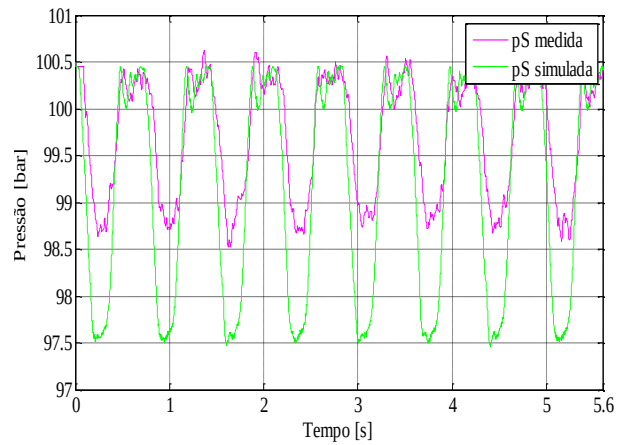


Figura A - 56 Pressão da fonte para trajectória rápida com controlador PID

Trajectória Rápida com controlador proporcional

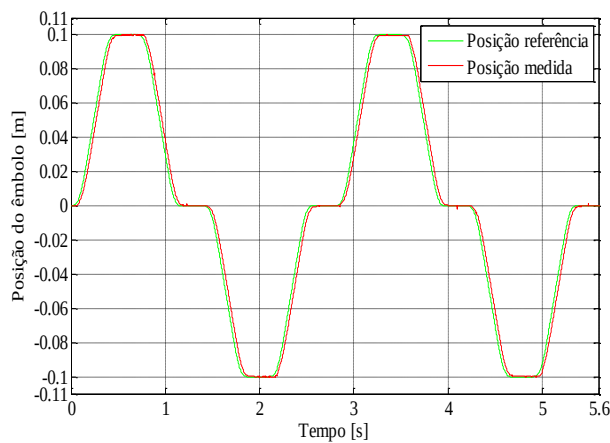


Figura A - 57 Trajectória rápida com controlador proporcional (medido)

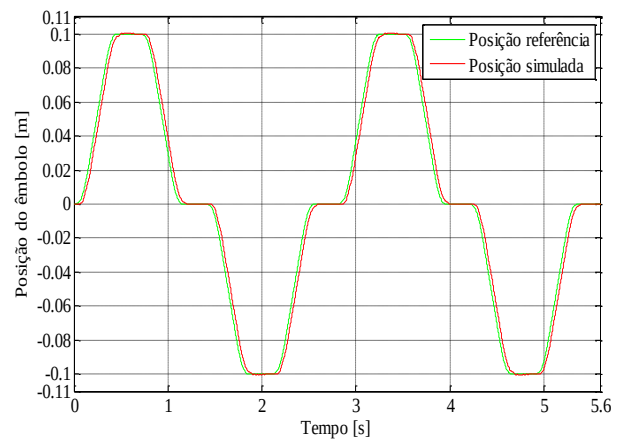


Figura A - 58 Trajectória rápida com controlador proporcional (simulado)

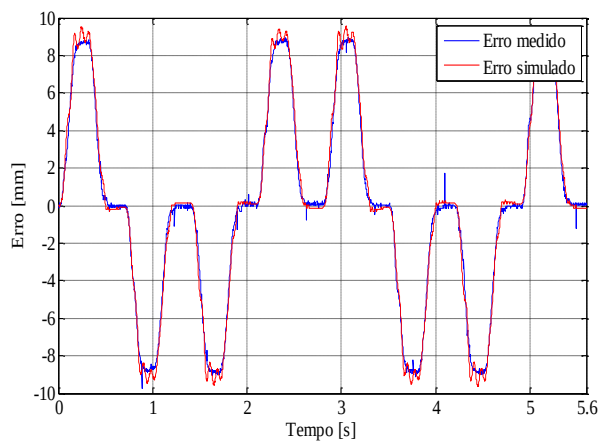


Figura A - 59 Erro de seguimento para trajectória rápida com controlador proporcional

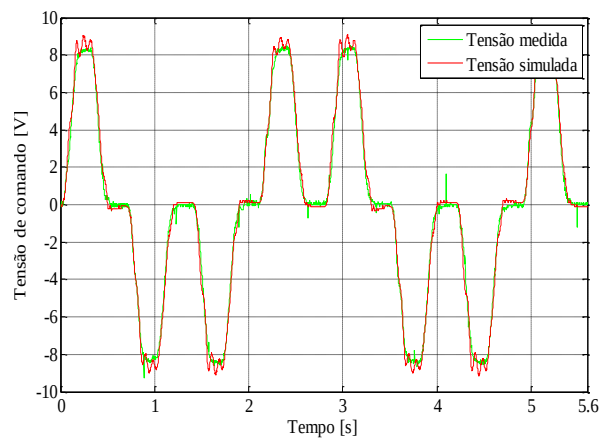


Figura A - 60 Tensão de comando para trajectória rápida com controlador proporcional

Anexo A: Resultados experimentais e de simulação para 100 e 300 kg

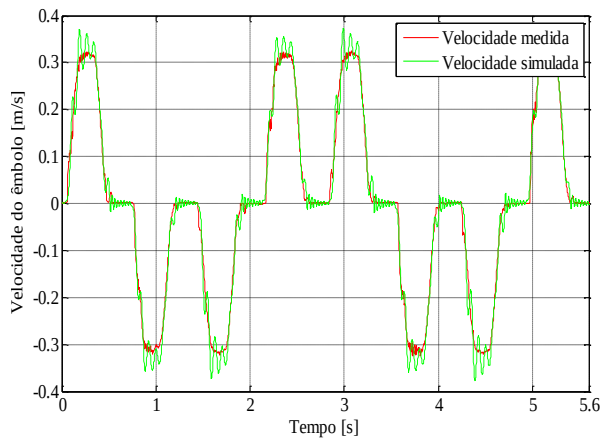


Figura A - 61 Velocidade do êmbolo para trajetória rápida com controlador proporcional

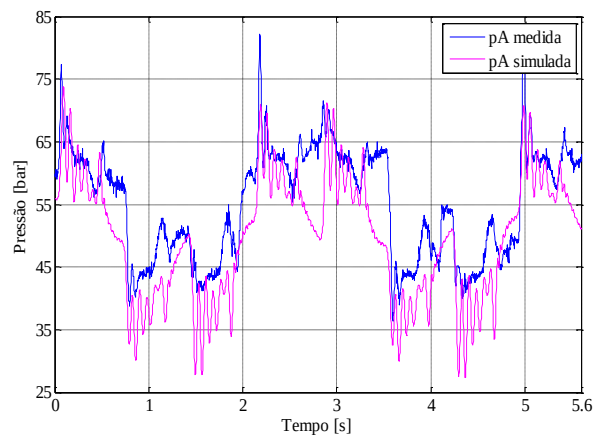


Figura A - 62 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória rápida com controlador proporcional

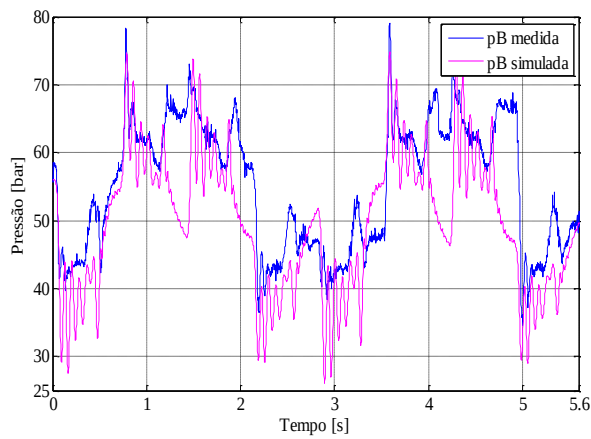


Figura A - 63 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória rápida com controlador proporcional

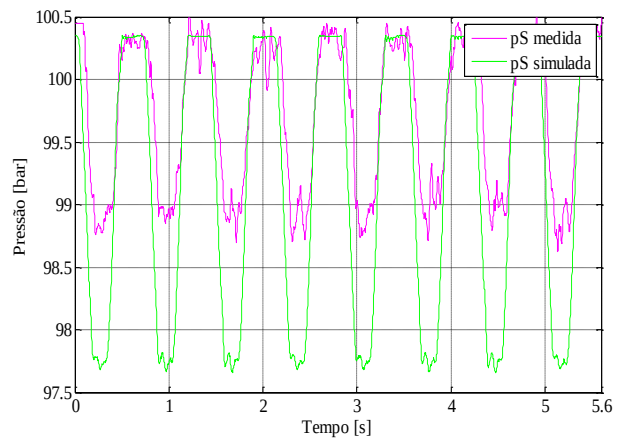


Figura A - 64 Pressão da fonte para trajetória rápida com controlador proporcional

Trajectória Lenta com controlador PID

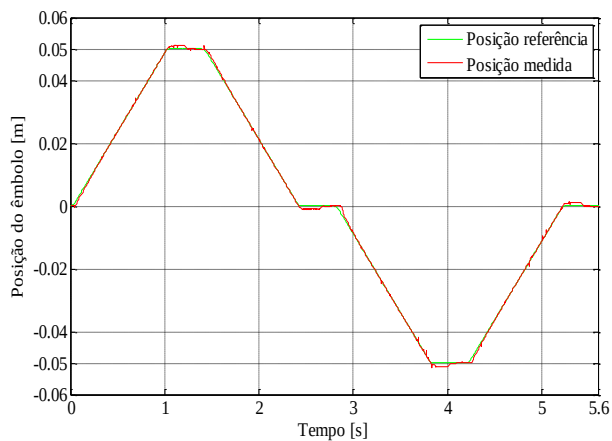


Figura A - 65 Trajetória lenta com controlador PID (medido)

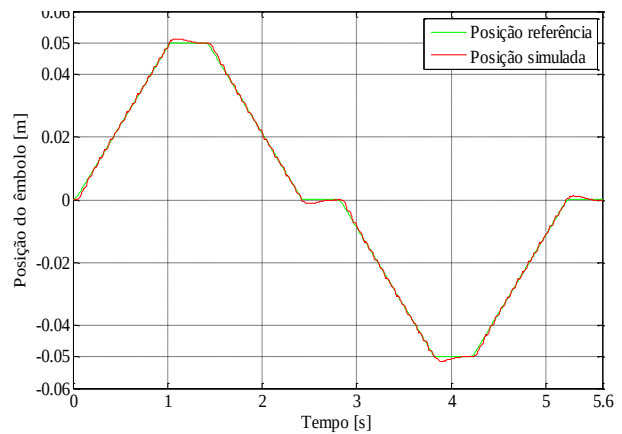


Figura A - 66 Trajetória lenta com controlador PID (simulado)

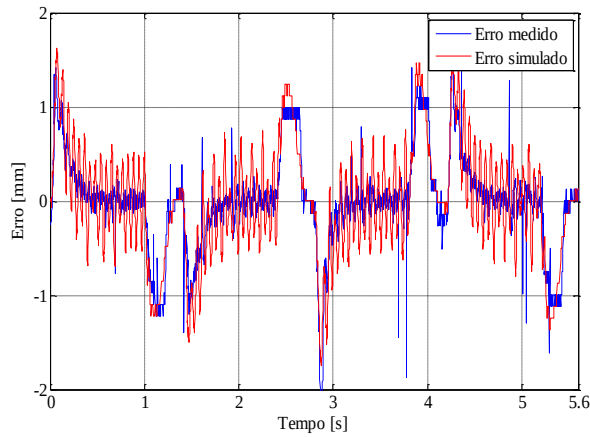


Figura A - 67 Erro de seguimento para trajetória lenta com controlador PID

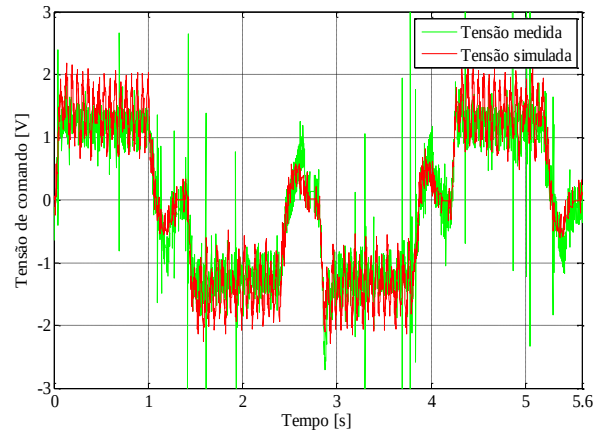


Figura A - 68 Tensão de comando para trajetória lenta com controlador PID

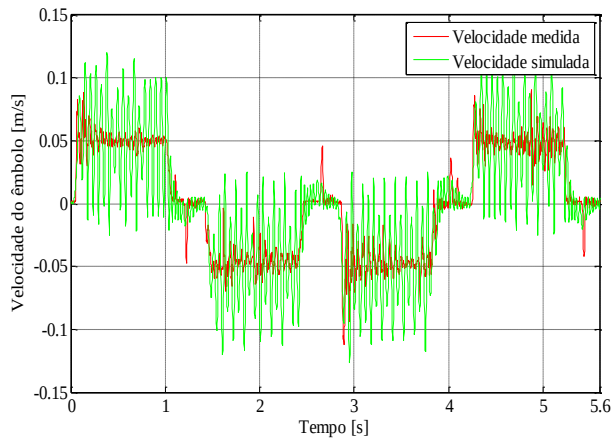


Figura A - 69 Velocidade do êmbolo para trajetória inercial com controlador PID

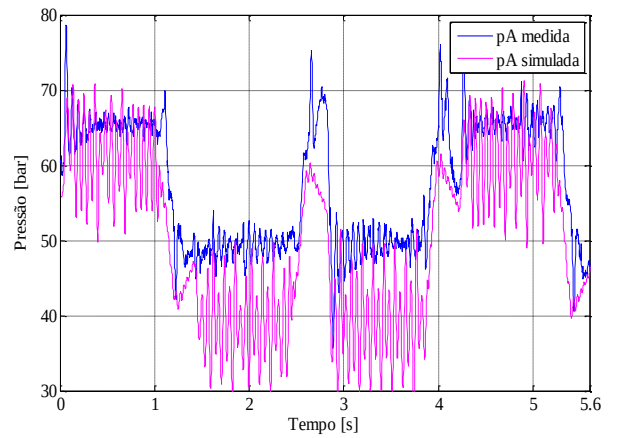


Figura A - 70 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória lenta com controlador PID

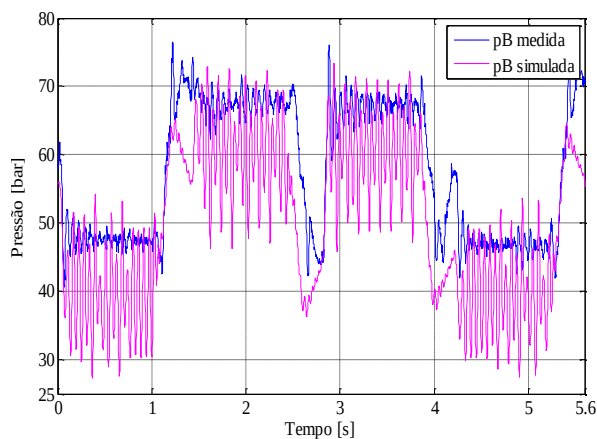


Figura A - 71 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória lenta com controlador PID

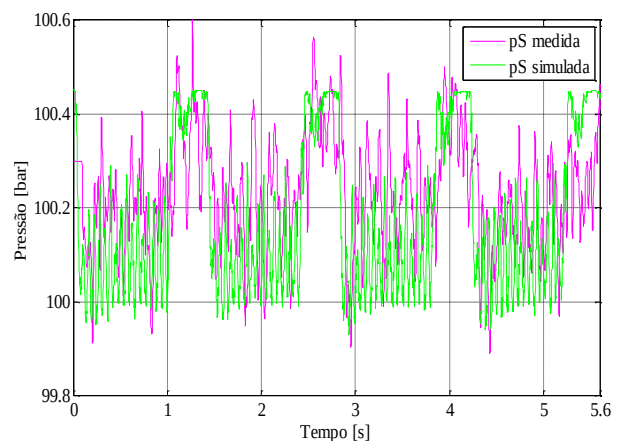


Figura A - 72 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória lenta com controlador PID

Trajectória Lenta com controlador proporcional

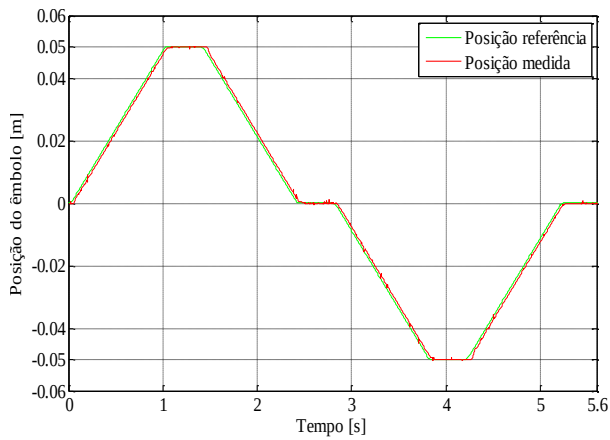


Figura A - 73 Trajectória lenta com controlador proporcional (medido)

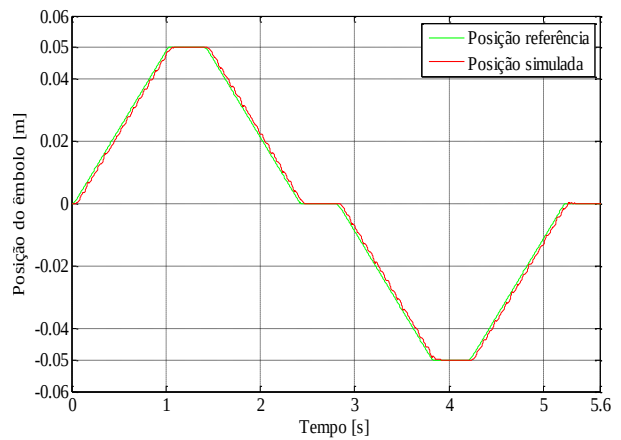


Figura A - 74 Trajectória lenta com controlador proporcional (simulado)

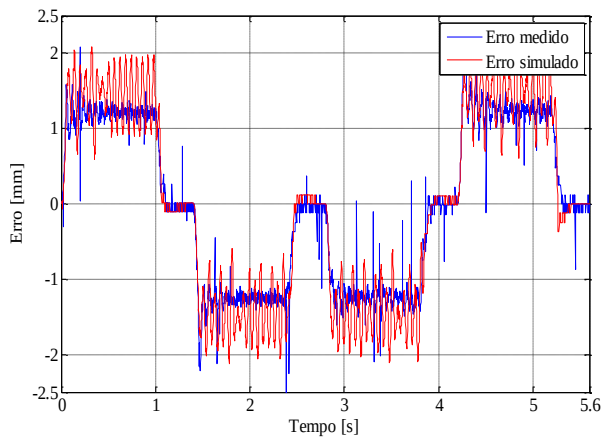


Figura A - 75 Erro de seguimento para trajectória lenta com controlador proporcional

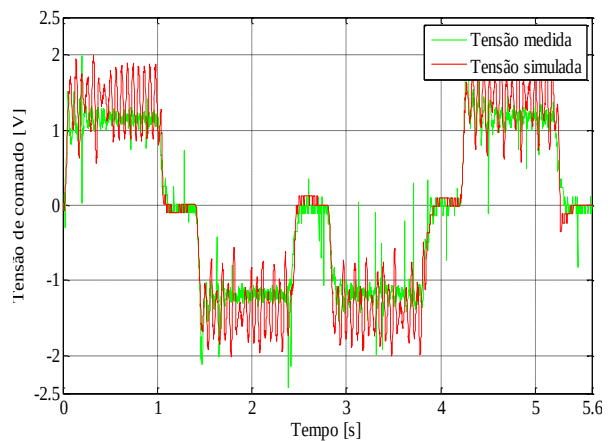


Figura A - 76 Tensão de comando para trajectória lenta com controlador proporcional

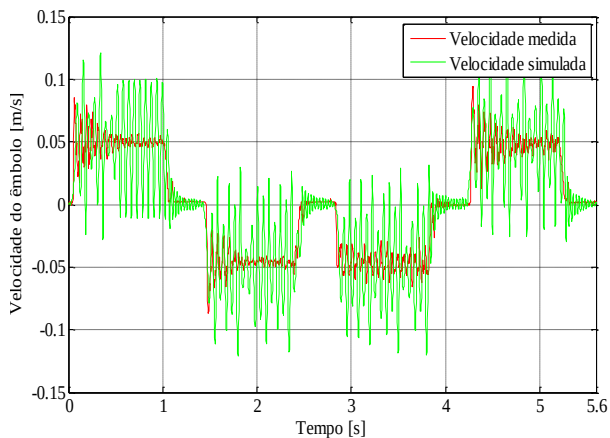


Figura A - 77 Velocidade do êmbolo para trajectória lenta com controlador proporcional

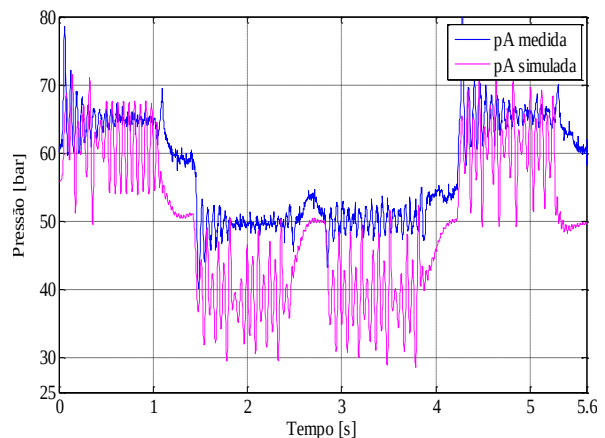


Figura A - 78 Pressão da câmara A do cilindro para trajectória lenta com controlador proporcional

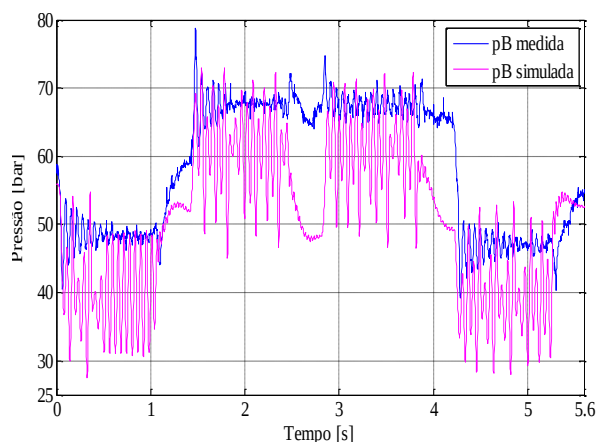


Figura A - 79 Pressão da câmara B do cilindro para trajectória lenta com controlador proporcional

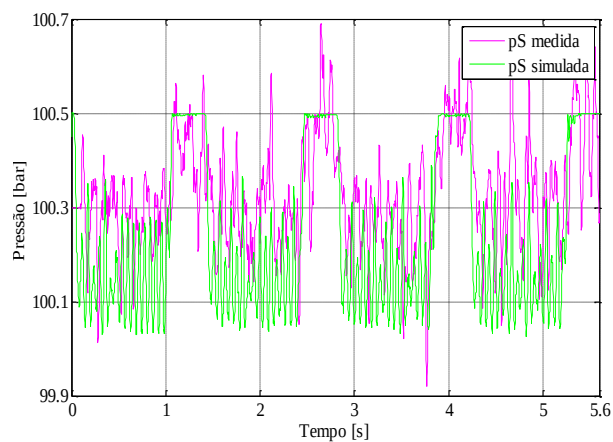


Figura A - 80 Pressão da fonte para trajectória lenta com controlador proporcional

Trajectória Inercial com controlador PID

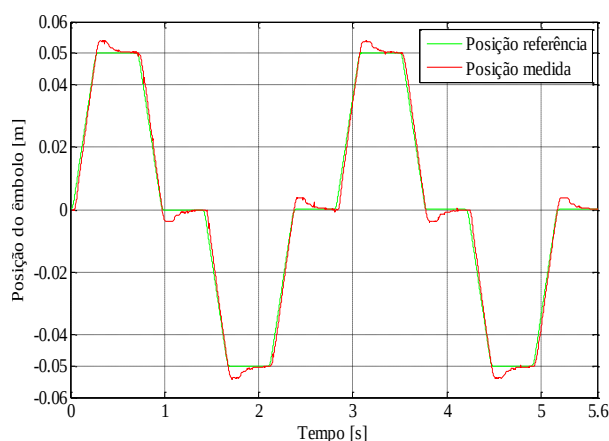


Figura A - 81 Trajectória inercial com controlador PID (medido)

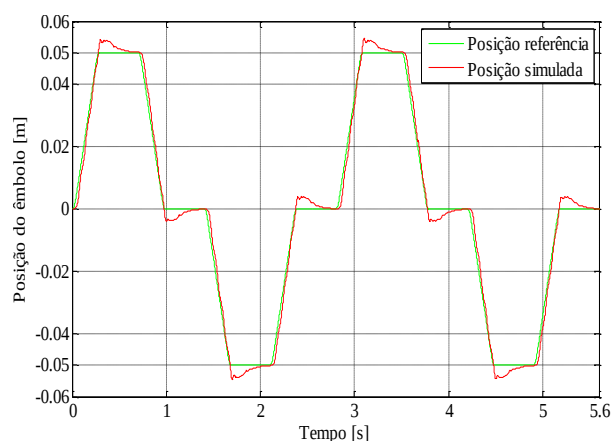


Figura A - 82 Trajectória inercial com controlador PID (simulado)

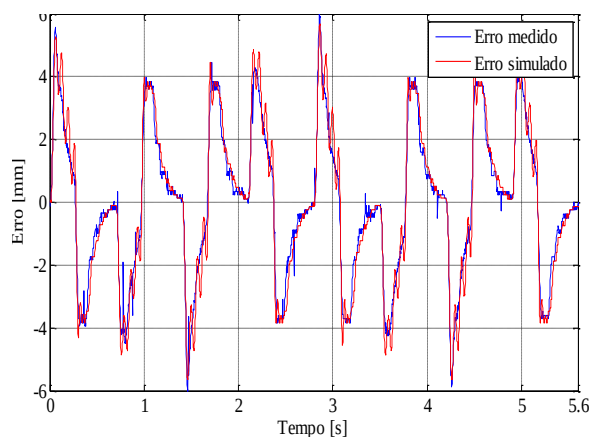


Figura A - 83 Erro de seguimento para trajectória inercial com controlador PID

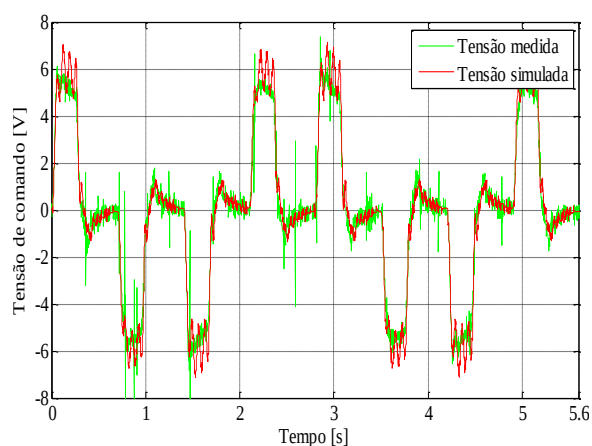


Figura A - 84 Tensão de comando para trajectória inercial com controlador PID

Anexo A: Resultados experimentais e de simulação para 100 e 300 kg

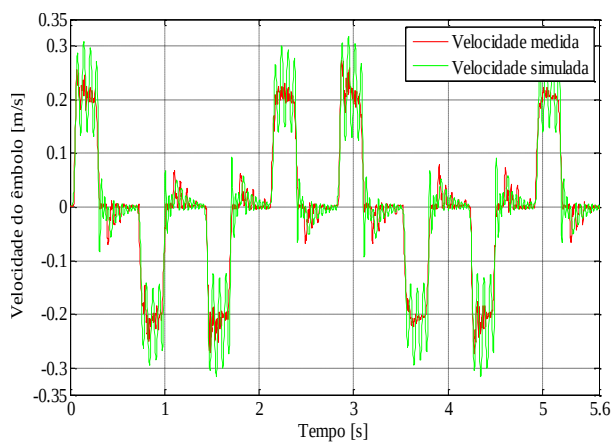


Figura A - 85 Velocidade do êmbolo para trajetória inercial com controlador PID

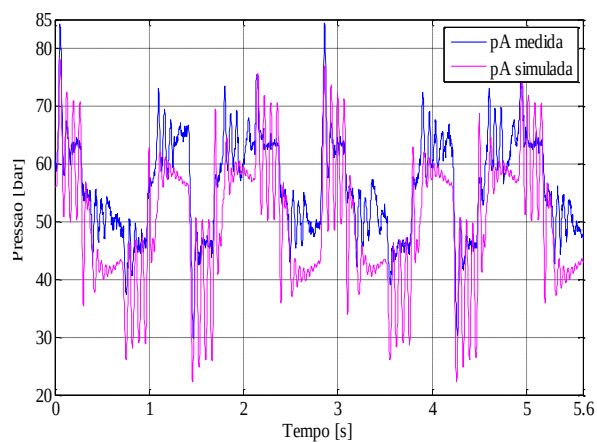


Figura A - 86 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória inercial com controlador PID

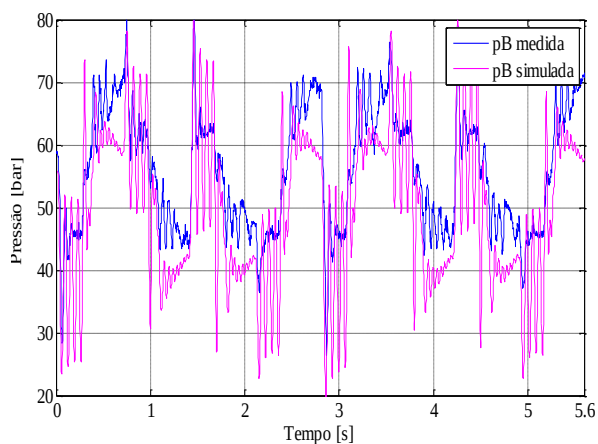


Figura A - 87 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória inercial com controlador PID

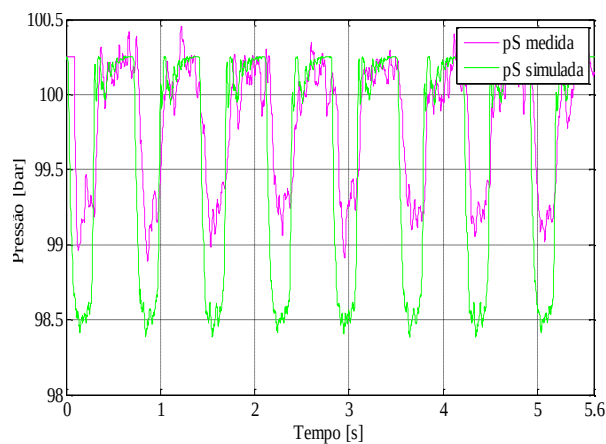


Figura A - 88 Pressão da fonte para trajetória inercial com controlador PID

Trajectória Inercial com controlador proporcional

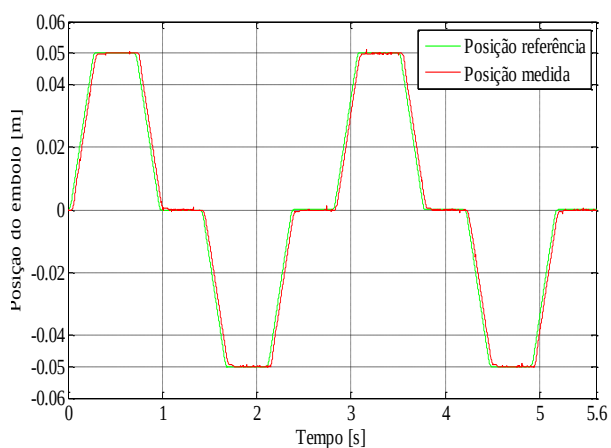


Figura A - 89 Trajetória inercial com controlador proporcional (medido)

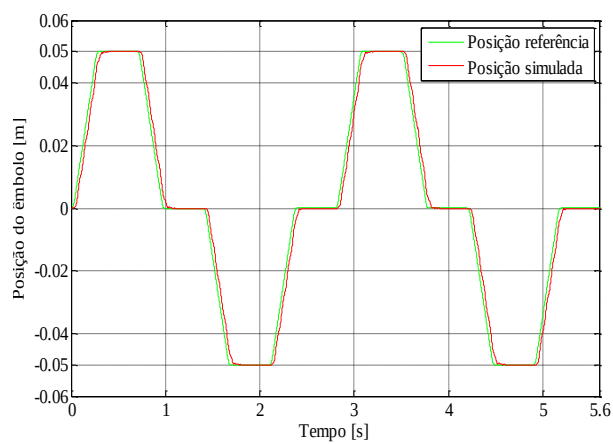


Figura A - 90 Trajetória inercial com controlador proporcional (simulado)

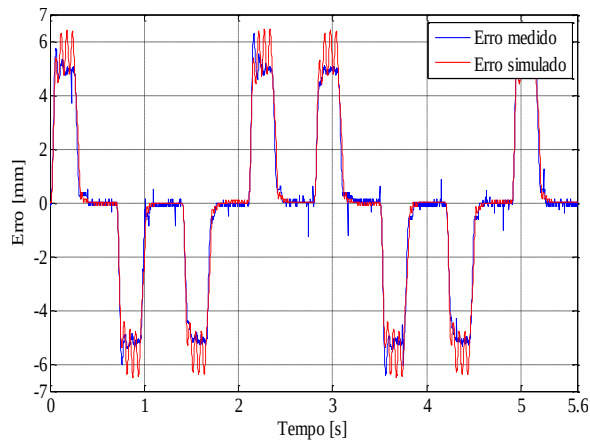


Figura A - 91 Erro de seguimento para trajetória inercial com controlador proporcional

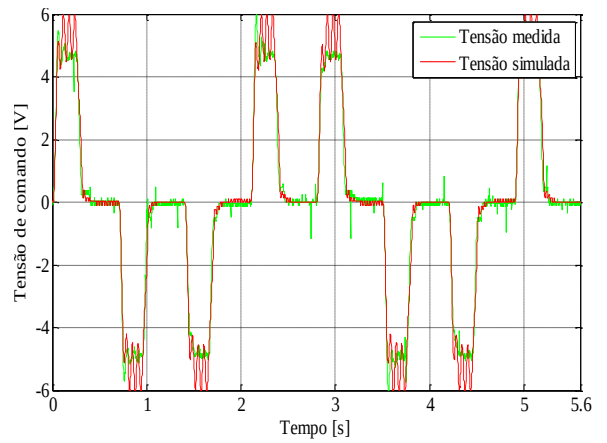


Figura A - 92 Tensão de comando para trajetória inercial com controlador proporcional

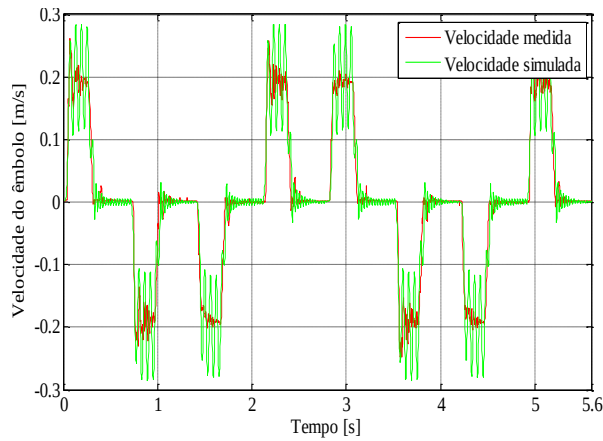


Figura A - 93 Velocidade do êmbolo para trajetória inercial com controlador proporcional

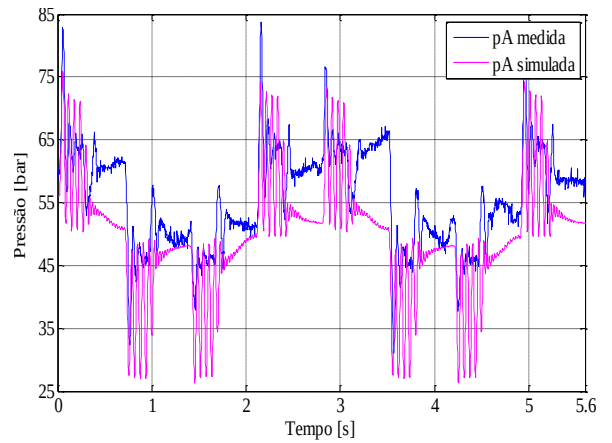


Figura A - 94 Pressão da câmara A do cilindro para trajetória inercial com controlador proporcional

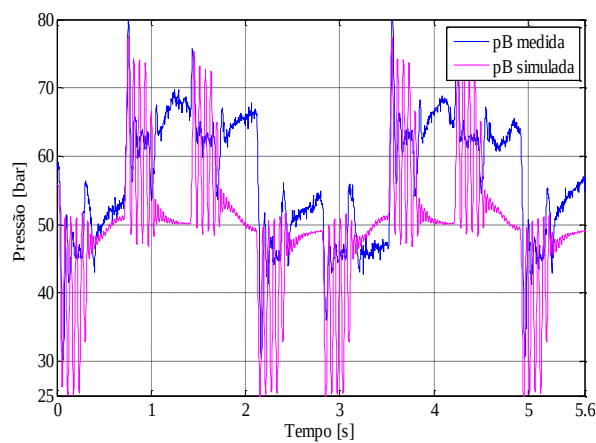


Figura A - 95 Pressão da câmara B do cilindro para trajetória inercial com controlador proporcional

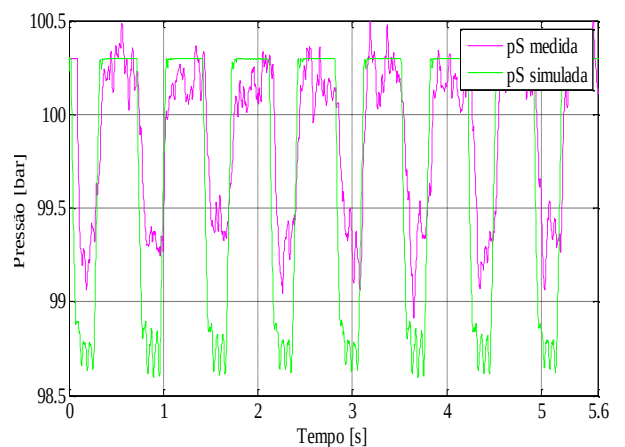


Figura A - 96 Pressão da fonte para trajetória inercial com controlador proporcional

Anexo B: Programa do microcontrolador em C

Anexo B: Programa do microcontrolador em C

```

1:  /*-----*/
2:  //          Autor: Filipe Camacho @ FEUP 2009/2010          //
3:  /*-----*/
4:  /*
5:      Objectivos:
6:          - calcular caudal entre [0.01 e 40.00] l/min
7:          - enviar o valor para uma placa de aquisição [0, 10] V
8:          - mostrar informação sobre o caudal e vel num LCD
9:  */
10: /*-----*/
11:
12: /*-----Bibliotecas-----*/
13: #include "lcd_extra.h"
14: #include "dados.h"
15: /*-----*/
16:
17: /*-----Defenição de constantes-----*/
18: #define CONST          0.06216          // Constante de caudal
19: #define CONST_DAC      102.375          // Constante do DAC, garante 12 bits
20: #define const_1        1921.875          // Constante da escala 1
21: #define const_2        156250.000        // Constante da escala 2
22: #define const_3        1250000.000      // Constante da escala 3
23: #define SENTIDO        PORTC.F1          // Sentido de caudal
24: /*-----*/
25:
26: /*-----Definição de rotinas-----*/
27: void config();
28: void intro();
29: unsigned char *resultado(char *string);
30: void Dac_Output(unsigned int valuee_dac);
31: /*-----*/
32:
33: /*-----Variáveis globais-----*/
34: unsigned int vel1 = 0 , vel2 = 30 , aux = 1 , aux2 = 0;
35: int sinal;
36: float freq , caudal, value_dac , old;
37: char txt1[8];
38: char texto[20],buf[20];
39: /*-----*/
40:
41:
42: /*-----Programa Principal-----*/
43: void main()
44: {
45:     /* Faz as Configurações */
46:     config();
47:     /* Mensagem de boas vindas */
48:     intro();
49:
50:     while (1)
51:     {
52:         vel1 = VELRL+VELRH*256;
53:         if (vel1 != vel2 && vel1 != 0)
54:             {if (aux == 2 && PIR3.F0)
55:                 {PIR3.F0=0;
56:                     GPTCON = 0b11010011; //Timer5 settings, external clock, prescaler 1:4
57:                     VELRL = 0;
58:                     VELRH = 0;
59:                     GPTL = 0;           //tmr5l
60:                     GPTH = 0;           //tmr5h
61:                     aux = 1;
62:                     vel1=820;

```

```

63:         aux2=1;}
64:
65:
66:         if (aux==1)                                // está na escala BAIXA
67:         {if (vell > 750)
68:             {freq = (const_1)/vell;
69:              caudal = freq*CONST;
70:              value_dac = caudal*CONST_DAC;
71:              FloatToStr(caudal,texto);
72:              resultado(&texto);
73:              if ( old != caudal || sinal != SENTIDO)
74:                  Lcd_Direita(2,texto,'s');
75:              old = caudal;
76:              sinal = SENTIDO;
77:              LCD_OUT(1,16,"1");
78:              FloatToStr(freq,txt1);
79:              LCD_OUT(1,1,txt1);                    // mostra caudal
80:              if (aux2)
81:                  {vell = 0;
82:                   aux2 = 0;}                        // mostra vell
83:              if (value_dac > 4095)                  // Imposição de Saturação
84:                  value_dac = 4095;
85:              Dac_Output(value_dac);}                // vell
86:
87:         else if (vell < 750)                        //registos para mudar para escala Media
88:             {GPTCON = 0b10011001; //Timer5 settings, internal clock, prescaler 1:8
89:              aux = 2;}
90:         }
91:
92:     else if (aux==2)                                // está na escala MEDIA
93:     {
94:         if (vell > 4000)
95:             {freq = (const_2)/vell;
96:              caudal = freq*CONST;
97:              value_dac = caudal*CONST_DAC;
98:              FloatToStr(caudal,texto);
99:              resultado(&texto);
100:             if ( old != caudal || sinal != SENTIDO)
101:                 Lcd_Direita(2,texto,'s');
102:             old = caudal;
103:             sinal = SENTIDO;
104:             LCD_OUT(1,16,"2");                      // mostra caudal
105:             FloatToStr(freq,txt1);
106:             LCD_OUT(1,1,txt1);                      // mostra vel
107:             if (value_dac > 4095)                  // Imposição de Saturação
108:                 value_dac = 4095;
109:             Dac_Output(value_dac);}
110:         else if (vell < 4000)                      //registos para mudar para escala ALTA
111:             {GPTCON = 0b11000001; //Timer5 settings, internal clock, prescaler 1:1
112:              aux = 3;}
113:     }
114:
115:     else if (aux==3)                                // está na escala ALTA
116:     {
117:         if (vell < 33000)
118:             {freq = (const_3)/vell;
119:              caudal = freq*CONST;
120:              value_dac = caudal*CONST_DAC;
121:              FloatToStr(caudal,texto);
122:              resultado(&texto);
123:              if ( old != caudal || sinal != SENTIDO)
124:                  Lcd_Direita(2,texto,'s');

```

Anexo B: Programa do microcontrolador em C

```

125:         old = caudal;
126:         sinal = SENTIDO;
127:         LCD_OUT(1,16,"3");
128:         FloatToStr(freq,txt1);
129:         LCD_OUT(1,1,txt1);          // mostra caudal
130:         if (value_dac > 4095)       // Imposição de Saturação
131:             value_dac = 4095;
132:         Dac_Output(value_dac);
133:
134:     else                             //registos para mudar para escala MEDIA
135:     {GPTCON =0b10011001; //Timer5 settings, internal clock, prescaler 1:8
136:       aux = 2;}
137:     }
138:     vel2 = vel1;
139: }
140: }
141: }
142: /*-----*/
143:
144: /*-----Configuração dos registos-----*/
145: void config()
146: {
147:     /*-----OSCILADOR-----*/
148:     OSCCON=0b10001100;           // frequencia a 20 MHz com cristal externo
149:
150:     /*-----PORTAS DIGITAIS-----*/
151:     ANSEL0 =0b11000000;         // Configurar AN pinos como digitais
152:
153:     /*-----LCD-----*/
154:     Lcd_Init(&PORTB);           // Inicializar LCD no porto B
155:     LCD_Cmd(LCD_CLEAR);         // Limpar o display
156:     LCD_Cmd(LCD_CURSOR_OFF);    // desactivar o cursor do LCD
157:
158:     /*-----TMR5-----*/
159:
160:     GPTCON =0b10010011;         //Timer5 initial settings, external clock, prescaler 1:4
161:     TRISC.F3 = 1;               //Set PORTC pin 3 as input, TMR5 external clock input
162:
163:     /*-----Definição dos parametros do Motion Feedback Model-QEI-----*/
164:     /*-----Configurações de entrada-----*/
165:     DFLTCON=0b01111000;         //Definir filtros em QEA, QEB,INDEX e T5CKI
166:     QEICON =0b00011000;         // PDEC, velocity postscaller 1:1, 2 canais
167:     CAP1CON=0b01001111;
168:     INTCON = 0x40;              // Definir GIE and PEIE, IPEN = 0
169:     PIR3.F1 = 0;                // clear IC1IF
170:     PIE3.F1 = 1;                // enable IC1 interrupt
171:     PIR3.F0 = 0;                // clear TMR5IF
172:     PIE3.F0 = 1;                // enable TMR5 interrupt
173:     IPR3.F0 = 0;                // Baixa prioridade TMR5 interrupt
174:     IPR3.F1 = 0;                // Baixa prioridade IC1 interrupt
175:     TRISA=255;                  // Set PORTA as input
176:
177:     /*-----SPI CONFIG-----*/
178:     TRISC.F6=0;                 // Chip select
179:     PORTC.F6=1;                 // Chip select, valor inicial
180:     TRISC.F5=0;                 // DAC Clock - pino C5
181:     TRISC.F7=0;                 // SPI OUT
182:     SSPCON.F5=1;
183:     Spi_Init_Advanced(MASTER_OSC_DIV4, DATA_SAMPLE_MIDDLE, CLK_IDLE_HIGH,
184:                       LOW_2_HIGH);

```

```

185: /*-----Sinal-----*/
186: TRISC.F2=1;          // "sinal" input
187: }
188: /*-----*/
189:
190: /*-----Mensagem Introdutória-----*/
191: void intro()
192: {
193:   LCD_OUT(1,5,"CAMACHO");
194:   LCD_OUT(2,2,"FINAL PROJECT");
195:   Delay_ms(5000);
196:   LCD_Cmd(LCD_CLEAR);
197:   LCD_Cmd(LCD_CURSOR_OFF);
198:   LCD_OUT(1,3,"CAUDALIMETRO");
199:   Delay_ms(2000);
200:   LCD_Cmd(LCD_CLEAR);
201: }
202: /*-----*/
203:
204: /*-----DAC_OUT-----*/
205: // DAC increments (0 - 4095) --> output voltage (0 - Vref)
206:
207: void Dac_Output(unsigned int valuee_dac)
208: {
209:   unsigned short temp;
210:
211:           // Prepare for data transfer
212:   PORTC.F6=0;          // CHIP SELECT ENABLE
213:   temp = (valuee_dac >> 8) & 0x0F; // Prepare hi-byte for transfer
214:   temp |= 0x70;
215:   Spi_Write(temp);     // transfer hi-byte
216:   temp = valuee_dac;    // Prepare lo-byte for transfer
217:   Spi_Write(temp);     // transfer low-byte
218:   PORTC.F6=1;          // CHIP SELECT DISABLE
219: }
220: /*-----*/
221:
222: /*-----Tratamento do resultado-----*/
223: /*-----O resultado será expresso da seguinte forma [00.01, 99.99] l/min-----*/
224:
225: unsigned char *resultado(char *string)
226: {
227:   truncagem(string);
228:   strcat(string, " l/min");
229:   strcpy(&buf, string);
230:   if(SENTIDO == 1)
231:   {
232:     string[0] = ' ';
233:     string[1] = '-';
234:     string[2] = 0;
235:   }
236:   else
237:   {
238:     string[0] = ' ';
239:     string[1] = '+'; // Apenas para evidenciar o sentido
240:     string[2] = 0;
241:   }
242:   strcat(string, &buf);
243:   return string;
244: }
245: /*-----*/
246:

```

Anexo B: Programa do microcontrolador em C

```
1:  /*****
2:      Autor: Filipe Camacho @ FEUP 2009/2010
3:  *****/
4:
5:  /*****
6:      Esta função trunca a 2 casas decimais uma vez que a resolução
7:      do transdutor é de 0.01 l/min
8:
9:      "Mantissa has fixed format of six digits, 0.ddddd; i.e. there will always be
10:     5 digits following the dot."
11:  *****/
12: unsigned char *truncagem(unsigned char *string)
13: {
14:     int i = 0;
15:     char *aux;
16:
17:     // Determina a posição onde está o '.'
18:     while( string[i] != '.' )
19:         i++;
20:
21:     // 6.216e-1 -> [6.2] -> 0.62
22:     aux=strstr(string,"e-1");
23:     if(i==1 && *aux!=0 )
24:     {
25:         string[3]=string[2];
26:         string[2]=string[0];
27:         string[0]='0';
28:         for(i=4;string[i]!=0;i++)
29:             string[i]=0;
30:     }
31:     else
32:     {
33:         // 6.216e-2 -> [6] -> 0.06
34:         aux=strstr(string,"e-2");
35:         if(i==1 && *aux!=0)
36:         {
37:             string[3]=string[0];
38:             string[2]='0';
39:             string[0]='0';
40:             for(i=4;string[i]!=0;i++)
41:                 string[i]=0;
42:         }
43:         else
44:         {
45:             aux=strchr(string,'e');
46:             if( i == 1 && *aux==0 )
47:                 // 1.2432 -> [1.24]32 -> 1.24
48:                 {
49:                     for(i=4;string[i]!=0;i++)
50:                         string[i]=0;
51:                 }
52:             else
53:             {
54:                 if( i == 2 && *aux==0)
55:                     // 18.02639 -> [18.02]639 -> 18.03
56:                     {
57:                         for(i=5;string[i]!=0;i++)
58:                             string[i]=0;
59:                     }
60:                 else
61:                     // Situações que não deverão acontecer
62:                     strcpy(string,"xx.xx");
```

```
63:                                     }  
64:                                     }  
65:     }  
66:     return string;  
67: }  
68:
```

Anexo B: Programa do microcontrolador em C

```
1:  /*****
2:      Autor: Filipe Camacho @ FEUP 2009/2010
3:  *****/
4:
5:  #include "lcd_extra.h"
6:
7:  /*****
8:      Parâmetros de entrada:
9:          - linha
10:     Objectivo:
11:         Apaga o conteúdo visível da linha especificada
12:     Exemplo:
13:         Lcd_Apaga(1); // Apaga a 1ª linha do LCD
14:  *****/
15: void Lcd_Apaga(unsigned short linha)
16: {
17:     unsigned short i;
18:
19:     if( linha == 1 )
20:         Lcd_Cmd(LCD_FIRST_ROW);
21:     else
22:         Lcd_Cmd(LCD_SECOND_ROW);
23:
24:     for(i=0;i<LIMITE;i++)
25:         Lcd_Chrcp(' ');
26: }
27:
28:
29: /*****
30:     Parâmetros de entrada:
31:         - linha
32:         - texto
33:         - apaga
34:     Objectivo:
35:         Justifica à esquerda um dado texto com a opção de apagar primeiro o seu conteúdo
36:     Exemplo:
37:         Lcd_Esquerda(2,"FEUP !",'s'); // Escreve "FEUP !" na 2ª linha depois de apagar o
38:         seu conteúdo
39:         Lcd_Esquerda(1,"Hello",'n'); // Escreve "Hello" na 1ª linha (não apaga nada)
40:  *****/
41: void Lcd_Esquerda(unsigned short linha, char *texto, char apaga)
42: {
43:     if( apaga == 's' || apaga == 'S' ) Lcd_Apaga(linha);
44:     Lcd_Out(linha,1,texto);
45: }
46:
47:
48: /*****
49:     Parâmetros de entrada:
50:         - linha
51:         - texto
52:         - apaga
53:     Objectivo:
54:         Justifica ao centro um dado texto com a opção de apagar primeiro o seu conteúdo
55:     Exemplo:
56:         Lcd_Centra(2,"FEUP !",'s'); // Escreve "FEUP !" na 2ª linha depois de apagar o
57:         seu conteúdo
58:         Lcd_Centra(1,"Hello",'n'); // Escreve "Hello" na 1ª linha (não apaga nada)
59:  *****/
60: void Lcd_Centra(unsigned short linha, char *texto, char apaga)
61: {
62:     unsigned int n;
```

```

63:
64:     if( apaga == 's' || apaga == 'S' ) Lcd_Apaga(linha);
65:     for(n=0;texto[n]!=0;n++); // Determina o tamanho da string
66:     if( LIMITE-n >= 0) Lcd_Out(linha, (LIMITE-n)/2+1,texto);
67: }
68:
69:
70: /*****
71:     Parâmetros de entrada:
72:         - linha
73:         - texto
74:         - apaga
75:     Objectivo:
76:     Justifica à direita um dado texto com a opção de apagar primeiro o seu conteúdo
77:     Exemplo:
78:     Lcd_Direita(2,"FEUP !",'s'); // Escreve "FEUP !" na 2ª linha depois de apagar o
79:     seu conteúdo
80:     Lcd_Direita(1,"Hello",'n'); // Escreve "Hello" na 1ª linha (não apaga nada)
81:     *****/
82: void Lcd_Direita(unsigned short linha, char *texto, char apaga)
83: {
84:     unsigned int n;
85:
86:     if( apaga == 's' || apaga == 'S' ) Lcd_Apaga(linha);
87:     for(n=0;texto[n]!=0;n++); // Determina o tamanho da string
88:     if( LIMITE-n >= 0) Lcd_Out(linha,LIMITE-n+1,texto);
89: }

```