

Carlos Augusto Peniche da Silva de Castro Moreira

**Controlo da pressão do ar num reservatório utilizando válvulas
proporcionais digitais**

Dissertação do MIEM

Orientador: Professor Doutor Fernando Gomes de Almeida

Co-orientador: Professor Doutor João Pedro Barata da Rocha Falcão Carneiro



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2010

Aos meus pais e à minha irmã

Resumo

Os sistemas pneumáticos encontram-se largamente difundidos pela indústria, nas mais variadas aplicações, desde sistemas de embalagem a utilizações na indústria têxtil.

Nesta indústria surgiu um tipo de válvulas com características interessantes, as válvulas proporcionais digitais, que em certos casos poderão ser boas opções e, quem sabe, originar soluções economicamente mais viáveis do que as proporcionadas pelo uso de servoválvulas.

Neste trabalho tentou-se explorar as potencialidades das referidas válvulas. A parte inicial é dedicada ao estudo e caracterização das válvulas proporcionais digitais que, mais à frente, serão utilizadas no controlo da pressão do ar num reservatório.

Estas válvulas são compostas por nove pequenas válvulas colocadas num mesmo corpo, activadas por uma palavra digital de 6 bits, o que faz com que a sua caracterização passe por analisar as várias restrições que as compõem. Para esta caracterização foram considerados dois modelos, realizando-se comparações entre eles.

Numa fase mais avançada desta dissertação incide-se sobre o desenvolvimento e implementação dos controladores, a utilizar no controlo de pressão. Foram desenvolvidos três controladores distintos, o primeiro dos quais foi um proporcional clássico. Da análise dos resultados obtidos com este controlador notou-se o impacto do comportamento não linear das válvulas, de maneira que foi necessário proceder a compensações dessas não linearidades. Para compensar essas não linearidades implementou-se um segundo controlador, que não é mais que um controlador proporcional clássico, mas desta feita com compensações de ganho. Posteriormente implementou-se um terceiro controlador, um controlador proporcional com acção integral, com capacidade de rejeitar perturbações, uma vez que nenhum dos anteriores o conseguia.

No último capítulo apresentam-se as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Abstract

Pneumatic systems are widespread in industry, in many different applications, from textile industry to packaging industry.

In textile industry there are a sort of valves, proportional digital valves, with interesting features, that can be a good choice, either economically or as a more viable solution than the servovalves usually found in servopneumatic systems.

In this study we attempted to explore the potential of such valves. In the first part we concentrated our study in the characterization of digital proportional valves, later on used in pressure control of a reservoir.

These valves are composed by nine little valves within the same body, with a six bit input word, which makes its characterization to pass through the analysis of the various restrictions that compose them. For this characterization two models were used, and a comparison was made between them.

In a later stage of this dissertation, our study was focused on the pressure controllers development and implementation. In this study three controllers were developed, the first one being a classic proportional controller. From the analysis of the results obtained with this controller, we could check the non linear valves behavior. So it was necessary to make some compensations of those nonlinearities. To compensate for those nonlinearities a second controller was implemented, which is nothing but a classical proportional controller, with gain compensation. Later on a third controller was implemented, a proportional controller with integral action, with the ability to reject disturbances, as none of the above could.

The last chapter presents the main conclusions and suggestions for future work.

Agradecimentos

Gostaria de começar por agradecer ao Prof. Dr. Fernando Gomes de Almeida e ao Prof. Dr. João Pedro Barata da Rocha Falcão Carneiro, por me terem aceite como seu orientando.

Agradeço também toda a dedicação demonstrada pelos dois para que esta dissertação chegasse a bom termo.

Desejo agradecer também ao Engenheiro João Mota, director da Fluidocontrol S.A., pelo material que disponibilizou para que a realização deste trabalho fosse uma realidade.

Por último, mas não menos importante, queria agradecer a todos os meus amigos pela paciência e empenho que me dedicaram ao longo destes meses de trabalho.

A todos o meu muito obrigado!



Índice

Índice de figuras	xi
Índice de tabelas	xv
Nomenclatura.....	xvii
1 Introdução.....	1
1.1 Descrição do sistema	2
1.2 Descrição da estrutura da dissertação	8
2 Modelação do sistema	11
2.1 Modelação do reservatório.....	11
2.2 Modelação das válvulas	12
3 Controlo de pressão no reservatório	37
3.1 Controlador proporcional.....	37
3.2 Controlador proporcional com compensações de ganho	42
3.3 Controlador proporcional com acção integral.....	55
4 Conclusões e trabalhos futuros	61
4.1 Principais conclusões do trabalho.....	61
4.2 Trabalhos futuros	62
5 Bibliografia.....	65



Índice de figuras

Figura 1 – Esquema pneumático do sistema a ser controlado.....	3
Figura 2 – Esquema eléctrico simplificado	4
Figura 3 – Esquema pneumático para medição de caudal.....	6
Figura 4 - Caudalímetro Hastings.....	7
Figura 5 – Caudalímetro do tipo placa orifício.....	8
Figura 6 – Esquema da estrutura interna das válvulas a utilizar	13
Figura 7 – Esquema de uma curva característica de uma restrição.....	15
Figura 8 – restrições existentes na válvula	17
Figura 9 – Interface da utilização da ferramenta “ <i>sftool</i> ”	19
Figura 10 – Curvas características de caudais mais baixos obtidas com p_j constante....	20
Figura 11 - Curvas características de caudais mais elevados obtidas com p_j constante.	21
Figura 12 – Curvas características dos 3 bit’s de menor caudal.....	22
Figura 13 – Curvas características dos 3 bits de maior caudal.....	22
Figura 14 – Esquema das restrições existentes na válvula primeiro método	23
Figura 15 – Comparação das curvas características dos bits 1 e 2.....	24
Figura 16 - Comparação das curvas características dos bits 1,2 e 3.....	25
Figura 17 - Comparação das curvas características dos bits 1 a 5 activos	25
Figura 18 - Comparação das curvas características quando todos os bits estão activos	26
Figura 19 - Esquema das restrições existentes na válvula segundo o segundo modelo .	27
Figura 20 – Esquema de duas restrições em paralelo.....	28
Figura 21 – Restrições em série.....	28
Figura 22 – Restrições em paralelo	29
Figura 23 – Fluxograma exemplificativo da optimização,	31
Figura 24 – Fluxograma representativo da optimização	32
Figura 25 – Comparação das curvas dos bits 1 e 2 após a optimização	35

Figura 26 - Comparação das curvas dos bits 1 a 5 após a optimização.....	35
Figura 27 - Comparação das curvas da válvula toda aberta após a optimização.....	36
Figura 28 – Controlador proporcional	38
Figura 29 – Curva de resposta numa situação de incremento da pressão.....	39
Figura 30 – Acção de controlo das válvulas no incremento de pressão	39
Figura 31 – Curva de resposta numa situação de decremento da pressão.....	40
Figura 32 – Acção de controlo das válvulas no decremento de pressão	40
Figura 33 – Comparação entre várias curvas de resposta com incremento de pressão e Δp de 1 bar.....	41
Figura 34 - Comparação entre várias curvas de resposta com decremento de pressão e Δp de 1 bar.....	42
Figura 35 – Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 2 bar	43
Figura 36 - Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 3 bar.....	43
Figura 37 - Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 4 bar.....	44
Figura 38 - Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 5 bar.....	44
Figura 39 - Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 6 bar.....	45
Figura 40 – Exemplo de uma regressão linear $p=6$ bar para V_{out}	46
Figura 41 – Relação entre $\partial \dot{m} / \partial u$ e a pressão para V_{out}	48
Figura 42 - Relação entre $\partial \dot{m} / \partial u$ com a pressão para V_{in}	48
Figura 43 – Controlador proporcional com compensações	49
Figura 44 – Curva de resposta numa situação de incremento da pressão no proporcional com compensações	50
Figura 45 - Acção de controlo das válvulas no incremento de pressão no proporcional com compensações	50
Figura 46 – Curva de resposta numa situação de decremento da pressão no proporcional com compensações	51
Figura 47 - Acção de controlo das válvulas no decremento de pressão no proporcional com compensações	51



Figura 48 - Comparação entre várias curvas de resposta com incremento de pressão e Δp de 1 bar.....	52
Figura 49 - Comparação entre várias curvas de resposta com decremento de pressão e Δp de 1 bar.....	53
Figura 50 – Curva de resposta situação de incremento de pressão com consumo	54
Figura 51 – Curva de resposta situação de decremento de pressão com consumo	54
Figura 52 - Controlador proporcional com acção integral	55
Figura 53 – Curva de resposta controlador PI com incremento de pressão e sem consumo.....	56
Figura 54 – Acções de controlo das válvulas para o controlador PI com incremento de pressão e sem consumo	56
Figura 55 – Curva de resposta controlador PI com decremento de pressão e sem.....	57
Figura 56 – Acções de controlo das válvulas para o controlador PI com decremento de pressão e sem consumo	57
Figura 57 – Curva de resposta do controlador PI com incremento de pressão e perturbação	58
Figura 58 – Acções de controlo das válvulas controlador PI incremento de pressão e com perturbação	58
Figura 59 - Curva de resposta do controlador PI com decremento de pressão e perturbação	59
Figura 60 - Acções de controlo das válvulas controlador PI decremento de pressão e com perturbação	60

Índice de tabelas

Tabela 1 – Tabela com os valores nominais dos caudais	14
Tabela 2 – Valores encontrados para os parâmetros C e b	19
Tabela 3 – Notação utilizada	33
Tabela 4 - Valores de C e b para o modelo 2 para combinações de aberturas	33
Tabela 5 - Resumo dos erros dos dois métodos.....	34
Tabela 6 – Resultados das regressões lineares	47
Tabela 7 – Valores dos ganhos do controlador PI.....	55

Nomenclatura

b	Razão de pressões crítica experimental
C	Condutância sónica ($\text{m}^3/\text{s.Pa}$)
\dot{m}	Caudal mássico (kgs^{-1})
p	Pressão a que se encontra o reservatório (bar para apresentação de resultados, Pa para efeito de cálculo)
p_j	Pressão a jusante da restrição (bar para apresentação de resultados, Pa para efeito de cálculo)
p_{jin}	Pressão a jusante da válvula V_{in} (bar para apresentação de resultados, Pa para efeito de cálculo)
p_{jout}	Pressão a jusante de V_{out} (bar para apresentação de resultados, Pa para efeito de cálculo)
p_m	Pressão a montante da restrição (bar para apresentação de resultados, Pa para efeito de cálculo)
p_{min}	Pressão a montante de V_{in} (bar para apresentação de resultados, Pa para efeito de cálculo)
p_{mout}	Pressão a montante de V_{out} (bar para apresentação de resultados, Pa para efeito de cálculo)
p_s	Pressão de alimentação (7bar absolutos)
R	Constante específica do ar como gás perfeito ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)



T	Temperatura do ar dentro do reservatório (K)
T_m	Temperatura a montante da válvula (K)
T_{p1}	Transdutor de pressão à entrada da válvula
T_{p2}	Transdutor de pressão à saída da válvula
V_{in}	Válvula de pressurização do reservatório
V_{out}	Válvula de despressurização do reservatório
v	Volume do reservatório (m^3)
ρ_0	Massa volúmica do ar nas condições PTN (kgm^{-3})
$slpm$	Caudal mássico expresso em Standard liters per minute (Litros por minuto de ar livre nas condições $T=293.15$ K e $p=101325$ pa)

1 Introdução

A pneumática é uma tecnologia, baseada na termodinâmica e na mecânica dos fluidos, que utiliza um gás sob pressão como meio de transporte de energia.

É muito comum a utilização industrial de sistemas pneumáticos em todo o tipo de aplicações; como exemplos temos os sistemas de *pick and place* presentes em diversas máquinas ferramenta, sistemas de embalagem, sistemas de pintura, na indústria têxtil, entre outras.

O problema dos sistemas pneumáticos está na dificuldade em os controlar, quando se pretende efectuar trajectórias complexas ou quando se pretende efectuar posicionamento arbitrário. Estas dificuldades devem-se ao facto de o ar ser altamente compressível e de as suas propriedades se alterarem com a pressão e com a temperatura.

Este trabalho tem como objectivo não só o controlo da pressão do ar num reservatório, como também o ensaio e o teste das potencialidades das válvulas proporcionais digitais da Matrix [1] que vão ser utilizadas.

De mencionar que as válvulas que se utilizaram, sendo activadas por uma palavra digital de 6 bits, não têm as mesmas potencialidades que as servoválvulas mas, em certas circunstâncias poderão ser uma boa opção e, quem sabe, originar soluções mais económicas do que as proporcionadas por servoválvulas.

Este projecto usou como ferramenta de auxílio o *Matlab/Simulink*[®], que possibilita a execução de uma configuração directa das placas de aquisição utilizando software. O *Matlab/Simulink*[®] permite definir a frequência de amostragem que se pretende, admitindo ainda a execução de código em tempo real utilizando o *Real-Time Workshop* e o *Real-Time Windows Target*.

Esta ferramenta, disponibilizada pelo *Matlab*[®], permite testar sistemas em tempo real. Para tal é necessário criar-se um modelo em *Simulink*[®]. Com este modelo gera-se um código com o *Real-Time Workshop*[®], esse código corre no modo *external* do *Simulink*[®].

1.1 Descrição do sistema

Nesta secção efectuar-se-á uma breve descrição dos sistemas que foram necessários para a realização do trabalho:

- Sistema a ser controlado;
- Sistema eléctrico;
- Sistema para medição de caudal.

1.1.1 Sistema a ser controlado

O sistema no qual se pretende implementar um controlador está representado na Figura 1.

O sistema é constituído pelos seguintes elementos:

- ✓ Unidade de tratamento de ar – constituída por dois filtros e uma válvula redutora de pressão. Os filtros garantem uma filtragem de 40 e 5 μm respectivamente, o que é suficiente para o exigido pelo fabricante das válvulas [1] cujo valor de filtragem é, no mínimo, de 40 μm . De referir que a unidade de tratamento de ar não contém um lubrificador, porque estas válvulas não admitem óleo no ar [1].
- ✓ Válvula de activação do sistema – a válvula 3/2 normalmente fechada serve para a activação do sistema.
- ✓ Reservatório – volume físico para conter o ar cuja pressão se quer controlar.
- ✓ Válvulas Matrix – estas válvulas serão as responsáveis pela pressurização e despressurização do reservatório. A válvula que pressuriza o reservatório será designada por V_{in} e a que o despressuriza será denominada por V_{out} (a partir deste momento será esta a nomenclatura utilizada no restante texto).
- ✓ Transdutores de pressão – o sistema integra ainda dois transdutores de pressão (PTX 1400), um à entrada de V_{in} e outro à entrada do reservatório. O transdutor

que está colocado à entrada de V_{in} , que serve para se saber que pressão está a rede a fornecer ao sistema, será designado por Tp_1 . O transdutor que se encontra na entrada do reservatório, e cujas leituras serão utilizadas no controlo da pressão, será denominado por Tp_2 .

- ✓ Válvula de actuação manual – esta válvula servirá para simular perturbações aquando do desenvolvimento dos controladores.

Para a aquisição dos dados das leituras dos transdutores, assim como para o envio das ordens de comando das válvulas é necessário um sistema eléctrico que serve o sistema a ser controlado. Na secção que se segue explica-se em pormenor o sistema eléctrico que se implementou.

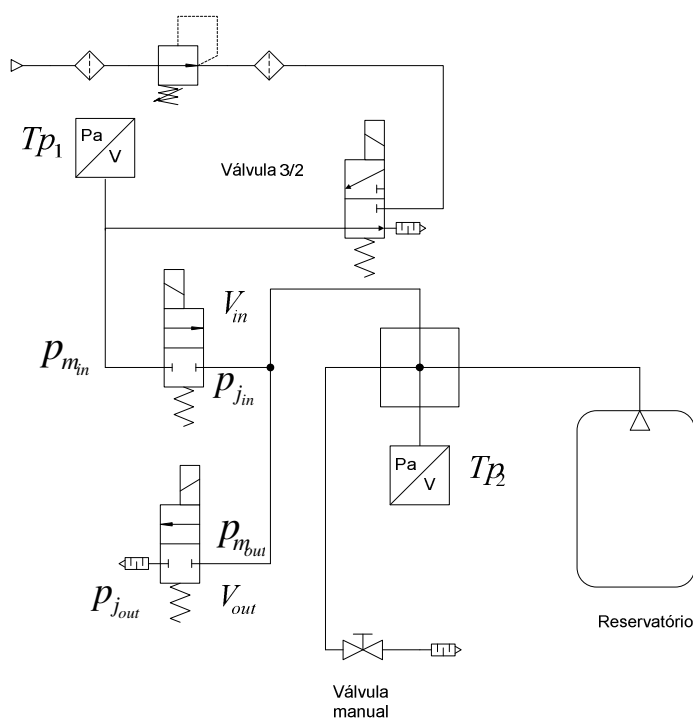


Figura 1 – Esquema pneumático do sistema a ser controlado

1.1.2 Sistema eléctrico e de aquisição de dados

Esta secção será dividida em duas partes, uma primeira em que se aborda o sistema eléctrico que alimenta todos os componentes, e uma segunda em que se descreve o sistema de aquisição de dados.

1.1.2.1 Sistema eléctrico

Este sistema é responsável pela alimentação das válvulas, dos drivers, das placas de terminais, dos filtros dos sinais dos transdutores e dos próprios transdutores.

Na Figura 2 está representada uma versão simplificada do sistema eléctrico implementado. Nessa mesma figura apenas se apresenta uma fonte de alimentação, isto para se demonstrar que a alimentação das válvulas requer uma fonte isolada. A alimentação das válvulas tem que ser feita desta forma pois não se pode correr o risco de, quando forem requeridos picos de corrente por parte das válvulas, a fonte não tenha capacidade para os fornecer, o que poderia acontecer se esta fosse partilhada por outros componentes.

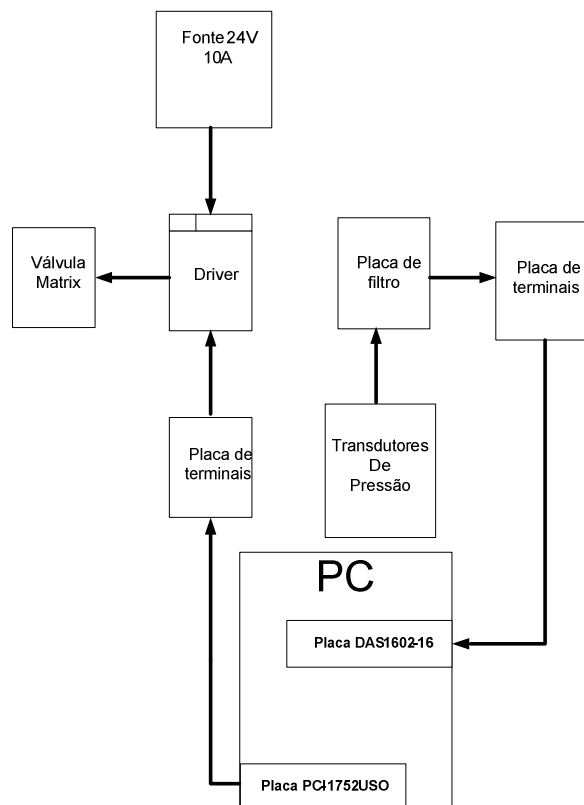


Figura 2 – Esquema eléctrico simplificado

1.1.2.2 Sistema de aquisição de dados

Para a aquisição e envio de dados entre o computador e os diversos sistemas foram empregues as placas DAS 1602-16 (Measurement Computing) e a PCI-1752 USO (Advantech) respectivamente.

DAS 1602-16 – Esta placa é usada para a recepção dos sinais dos transdutores de pressão. Estes sinais serão depois empregues no controlo da pressão no reservatório como já referido anteriormente.

Esta placa tem 8 canais de entrada diferenciais, uma resolução de 16 bit na conversão A/D, uma frequência de amostragem de 100 kHz, três contadores de 16 bit e duas saídas analógicas de 12 bit.

PCI-1752 USO – Esta placa vai ser utilizada para comunicar entre o computador e os drivers das válvulas de modo que se consiga efectuar o controlo de pressão pretendido.

A placa contém 64 saídas digitais isoladas opticamente.

1.1.3 Sistema para medição de caudal

Como se pretende conhecer o comportamento das válvulas que serão utilizadas, foi necessário implementar um circuito pneumático para esse fim.

Os componentes que compõem a unidade de tratamento de ar, assim como a válvula de activação do sistema, são os mesmos expostos aquando da descrição do sistema a ser controlado.

Este circuito pneumático permite realizar a medição do caudal que flui nas válvulas, pois este é uma variável fundamental para a obtenção das curvas características destas. Para tal há a necessidade de se conhecer a pressão a montante (p_m) e a pressão a jusante (p_j) da válvula a caracterizar. Para tal os transdutores de pressão referidos anteriormente são inseridos no circuito de modo diferente ao do sistema a controlar. A disposição dos

componentes necessários para a realização das curvas características é mostrada na Figura 3.

O transdutor Tp_1 está colocado à entrada da válvula a caracterizar, estando Tp_2 colocado à saída da mesma, de maneira que o transdutor Tp_1 mede p_m e o transdutor Tp_2 mede p_j .

Existe ainda um restritor que se aplica ou na entrada ou na saída da válvula a caracterizar, dependendo se se pretende variar p_m ou p_j .

A saída do restritor está ligada a um caudalímetro, onde se vão obter as leituras de caudal debitado quando se efectuam os ensaios. Como se utilizaram dois caudalímetros diferentes, seguidamente será realizada uma breve descrição de cada um deles.

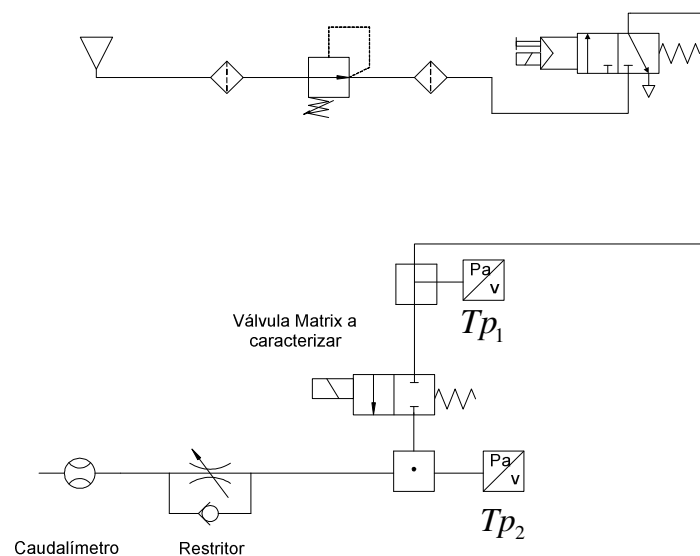


Figura 3 – Esquema pneumático para medição de caudal

1.1.3.1 Caudalímetro Hastings

Um dos caudalímetros que se utilizou é fabricado pela Hastings [2]. Este caudalímetro é mostrado na Figura 4. A gama de funcionamento deste caudalímetro encontra-se entre os 0 slpm (standard liters per minute) e os 100 slpm.

O sinal de saída deste caudalímetro é uma tensão, cuja gama se encontra entre os 0 e os 10 V.

O valor do sinal de saída é directamente proporcional ao caudal, existindo uma relação directa entre a tensão lida na saída e o caudal que passa pelo caudalímetro. Se na saída do caudalímetro se ler 0 V, isso corresponde a ter-se 0 slpm de caudal a atravessar o caudalímetro; da mesma forma, se tivermos um sinal de 10 V na saída do caudalímetro significa que temos um caudal de 100 slpm a atravessar o mesmo.

Como o fabricante das válvulas [1] indica que o caudal mássico debitado pela válvula quando os bits estão todos activados ronda os 700 slpm houve a necessidade de utilizar outro caudalímetro que será alvo de análise na secção que se segue.

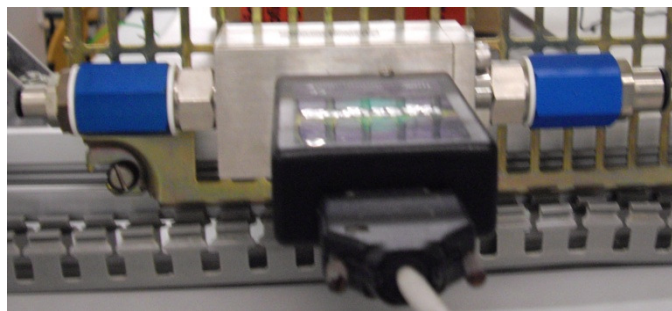


Figura 4 - Caudalímetro Hastings

1.1.3.2 Caudalímetro do tipo placa orifício

Como referido anteriormente, existiu a necessidade de se medir caudais superiores aos que o caudalímetro anterior tinha capacidade. Para tal foi usado um caudalímetro do tipo placa orifício, representado na Figura 5.

O princípio de funcionamento deste tipo de caudalímetros passa por fazer o caudal de ar atravessar uma placa orifício cujo diâmetro do orifício é conhecido. Tem que existir a garantia que o escoamento é estabilizado, daí as dimensões do caudalímetro.

Quando o escoamento atravessa o orifício da placa, gera-se uma diferença de pressão entre a entrada e a saída da placa; essa diferença de pressão, em conjunto com a temperatura do escoamento, permite conhecer o valor do caudal.

O sinal lido na saída do caudalímetro é uma tensão que posteriormente tem que ser tratada para calcular o valor do caudal. Para tal foi gerada uma função em *Matlab*[®] que faz esse cálculo.

Para uma informação mais detalhada sobre este caudalímetro o leitor pode consultar [3].



Figura 5 – Caudalímetro do tipo placa orifício

1.2 Descrição da estrutura da dissertação

Esta dissertação encontra-se dividida em mais três capítulos.

No segundo capítulo aborda-se a modelação do sistema a controlar. Este capítulo encontra-se dividido em duas secções: uma dedicada ao estudo e modelação do reservatório, sendo apresentado o modelo termodinâmico que traduz o comportamento deste; a outra incide no estudo e modelação das válvulas Matrix.

Quanto à modelação das válvulas, começa-se pela descrição detalhada das suas características e particularidades; como se verá, estas válvulas são compostas por várias restrições em paralelo. De seguida será apresentado o modelo de uma restrição quando atravessada por um caudal de ar. Este modelo prevê o conhecimento de dois parâmetros que são a razão de pressões crítica experimental (b) e a condutância sónica (C).

Para se estimar estes parâmetros houve a necessidade de se efectuarem ensaios experimentais. Estes ensaios serviram para a obtenção das variáveis p_m , p_j e \dot{m} , variáveis essas que são importantes para a estimativa dos parâmetros pretendidos através de um modelo matemático do escoamento.

A estimativa de C e b foi efectuada usando dois modelos distintos. A diferença entre estes varia na forma como se modela o agrupamento das restrições.

Após o conhecimento dos valores estimados para os parâmetros C e b , tanto no caso do primeiro modelo como no caso do segundo, traçaram-se as curvas características correspondentes a cada restrição ensaiada e tentou-se validar os modelos.

O capítulo três será dedicado ao desenvolvimento e implementação de controladores.

Este capítulo encontra-se subdividido em três, cada um referente a um dos três controladores diferentes que foi desenvolvido.

Dois dos controladores que se desenvolveram e implementaram são proporcionais. Um é um controlador proporcional clássico que apenas tem um ganho que multiplica pelo erro de pressão. O outro contabiliza a não linearidade das válvulas, ou seja, o facto de o caudal não ser independente da pressão de funcionamento. Teve-se então que compensar essas não linearidades, através de expressões que modelam o ganho de caudal. Uma vez que os controladores proporcionais não compensam perturbações sobre o sistema, foi então imprescindível desenvolver e implementar um controlador que contivesse uma acção integral de modo a que as perturbações fossem rejeitadas.

Assim, o controlador que se desenvolveu por último foi um PI (proporcional com acção integral) que contempla as mesmas compensações referidas para o controlador proporcional.

Nesse capítulo serão apresentados os resultados obtidos com todos esses controladores, bem como algumas comparações entre eles.

Finalmente, no capítulo quatro apresentar-se-ão as conclusões desta dissertação, bem como algumas referências a trabalhos futuros.

2 Modelação do sistema

Este capítulo está dividido em duas partes, uma que diz respeito à modelação do reservatório e outra que incide sobre a modelação das válvulas Matrix.

2.1 Modelação do reservatório

No presente trabalho o reservatório vai ser considerado como sendo isotérmico. Esta assumption baseia-se no facto das variações de pressão serem suficientemente lentas para que a temperatura no seu interior possa ser considerada constante.

Como o volume do reservatório não varia, derivando a equação dos gases perfeitos (1) em ordem ao tempo obtém-se uma equação diferencial (2) que relaciona a taxa temporal de variação da pressão com o caudal mássico que entra e sai do reservatório.

Da equação (2) pode-se aferir que a derivada da pressão é directamente proporcional ao balanço entre o caudal que entra e que o sai do reservatório.

$$pv = mRT \quad (1)$$

Derivando em ordem ao tempo obtém-se

$$\dot{p} = \frac{RT}{v} * (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad (2)$$

com:

p – pressão no reservatório (Pa)

v – volume do reservatório (m^3)

R – constante específica do ar como um gás perfeito ($Jkg^{-1}K^{-1}$)

T – temperatura do ar dentro do reservatório (K)



\dot{m}_{in} – caudal mássico que entra no reservatório (kgs^{-1})

\dot{m}_{out} – caudal mássico que sai do reservatório (kgs^{-1})

2.2 Modelação das válvulas

Para que o controlo que se quer realizar seja eficaz, é útil conhecer o comportamento das válvulas; para isso é necessário proceder-se à realização das curvas características das válvulas.

Estas curvas terão por base o modelo de uma restrição quando atravessada por um caudal de ar, modelo esse que será descrito neste capítulo.

As secções que se seguem serão dedicadas à exposição das metodologias empregues para a obtenção das curvas características das válvulas.

2.2.1 Descrição das válvulas Matrix

Nesta secção faz-se uma descrição detalhada das válvulas Matrix utilizadas neste trabalho.

Como apresentado na Figura 6 a válvula Matrix é composta por nove válvulas individuais inseridas num só corpo, que contém apenas uma entrada e uma saída. Como mencionado anteriormente, existem nove pequenas válvulas dentro do corpo da válvula, mas algumas dessas válvulas são actuadas simultaneamente através da activação de um único bit; daí que, na realidade, as nove válvulas se comportem como se fossem apenas seis.

Esta descrição está representada graficamente na Figura 6. Observa-se que o bit 6 e o bit 5 comandam três e duas pequenas válvulas respectivamente. O caudal que a válvula debita quando um destes bits é activado é o equivalente ao somatório dos caudais

debitados por cada uma das pequenas válvulas. Vejamos como exemplo o caso em que o bit 6 é activado.

Neste caso em particular a válvula debitará à sua saída um caudal nominal que será equivalente a $3 * 18.06 = 54.20$ [slpm*bar], a que corresponderá com $p_s=7$ bar um caudal de 379.4 [slpm]

Com a excepção dos bits 5 e 6 todos os outros actuam uma única válvula e o caudal que se terá na saída será o correspondente ao dessa mesma válvula.

A abertura máxima da válvula corresponderá a todos os bits activados, 111111_2 o que equivale a ter-se o número 63_{10} .

É também de se notar que cada uma destas válvulas têm um tempo de resposta de 1ms, que é independente do caudal que esteja a passar por elas, e têm uma vida esperada de cerca de 500 milhões de ciclos. São insensíveis a vibrações e tem uma elevada repetibilidade [1].

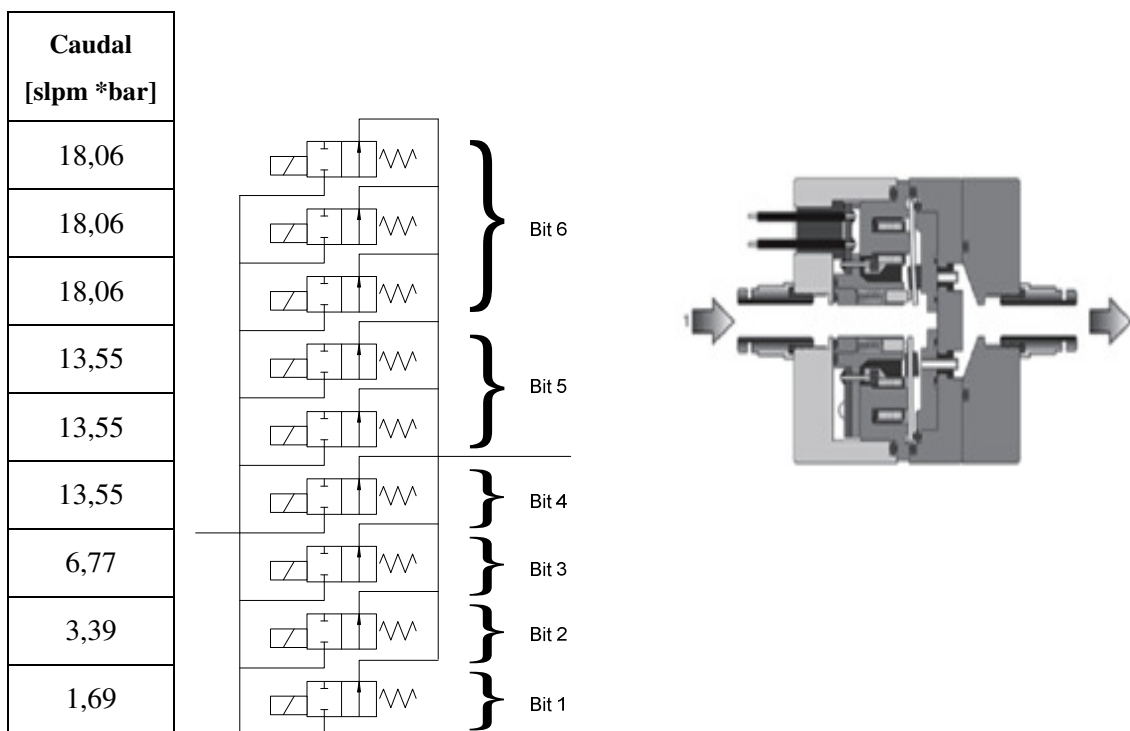


Figura 6 – Esquema da estrutura interna das válvulas a utilizar

Convém que se clarifique que a Matrix considera que o bit 1 é o de maior caudal e que o bit 6 é o de menor caudal. Ao longo deste texto e por uma questão de coerência com a notação utilizada em sistemas digitais, considerou-se que o bit 1 será o bit de menor caudal e o bit 6 será o de maior caudal.

Na Tabela 1 apresenta-se um resumo do caudal debitado pela válvula quando cada um dos bits é activado.

Tabela 1 – Tabela com os valores nominais dos caudais

Configuração de 6 bits	
Bit	Caudal (slpm x bar)
6	54.20
5	27.10
4	13.55
3	6.77
2	3.39
1	1.69

2.2.2 Modelo de uma restrição

O modelo de uma restrição descreve o comportamento de um fluido compressível quando este passa por um orifício.

A passagem de um fluido que seja compressível através de um orifício, caracteriza-se pela elevada velocidade do escoamento que leva à alteração da sua massa volúmica em função da razão de pressões p_j/p_m .

Na Figura 7 está representada a curva característica correspondente a uma restrição que é atravessada por um caudal de ar. Esta curva específica é a que se obtém mantendo a pressão a montante constante e variando a pressão a jusante.

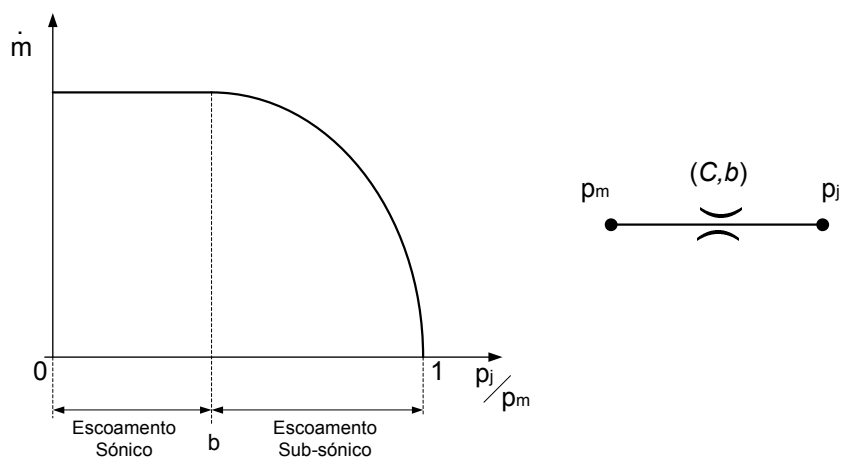


Figura 7 – Esquema de uma curva característica de uma restrição

Quando o escoamento se encontra na zona sónica (zona à esquerda da linha em traço interrompido na Figura 7) a sua velocidade é igual à velocidade do som (o número de Mach é unitário), o que faz com que o caudal volúmico seja máximo e constante. Assim, para uma pressão a montante constante o caudal mássico é insensível à variação da pressão a jusante.

Se o escoamento se encontra na zona sub-sónica (zona à direita da linha em traço interrompido na Figura 7) o caudal mássico varia na razão inversa da variação da razão de pressões (p_j/p_m).

A norma ISO 6358 [4] permite calcular o caudal mássico em função de dois parâmetros a conhecer (C e b), da temperatura e das pressões a montante e a jusante.

Na equação (3) é mostrada a forma como se calcula o caudal em função destes mesmos parâmetros.

$$\dot{m} = \begin{cases} C * p_m * \rho_0 * \sqrt{\frac{293,15}{T_m}}, & \frac{p_j}{p_m} < b \\ C * p_m * \rho_0 * \sqrt{\frac{293,15}{T_m}} * \sqrt{1 - \left(\frac{p_j - b}{1 - b}\right)^2}, & \frac{p_j}{p_m} \geq b \end{cases} \quad (3)$$

com :

T_m – temperatura a montante (K)

ρ_0 - massa volúmica (kgm^{-3})

A equação (4) é uma forma simplificada de escrever a equação (3). Assim, ao longo do texto será sempre apresentada a equação (4) em vez da equação (3).

$$\dot{m} = f(p_m, p_j, T_m, C, b) \quad (4)$$

Na equação (3) o caudal é expresso em unidades SI (kg/s). A equação (5) faz a mudança de unidades passando o caudal a ser dado em slpm. Esta mudança é feita porque em pneumática é mais comum a utilização de slpm como unidade para o caudal em vez de kg/s .

$$\dot{m}[\text{slpm}] = \dot{m}[\text{kg s}^{-1}] * \frac{60}{1,203 * 10^{-3}} \quad (5)$$

2.2.3 Estimativa dos parâmetros das restrições

Neste capítulo expõe-se a metodologia utilizada para a estimativa dos parâmetros (C , b) necessários para o cálculo do caudal através da equação (4).

Todo este processo passa pela obtenção experimental de algumas variáveis, para posteriormente se utilizar uma ferramenta que ajuste uma curva a essas mesmas variáveis.

Abordar-se-ão dois modelos distintos, modelos esses que se distinguem na forma como se olha para a válvula no que respeita ao número de restrições que se considera que esta tem.

Antes de se exporem os dois modelos referidos anteriormente, explicar-se-á como os ensaios foram levados a cabo.

Na Figura 8 apresenta-se uma representação das restrições existentes na válvula. As restrições R_m e R_j correspondem às restrições do corpo da válvula, ou seja, aos orifícios de entrada e de saída de ar do e para o exterior respectivamente.

A restrição R_i corresponde às restrições internas relativas às seis pequenas válvulas existentes.

No caso de ensaios individuais de cada bit a restrição R_i é dominante e assim os parâmetros C e b podem ser atribuídos a essa mesma restrição.



Figura 8 – restrições existentes na válvula

O sistema que permite ensaiar a válvula e medir o caudal que esta debita é o que se encontra representado na Figura 3.

Existem dois tipos de ensaios que se podem executar: um em que a pressão a montante é mantida constante e a pressão a jusante é variada em pequenos incrementos para se obter uma boa definição da curva de caudal e, por conseguinte, uma boa caracterização. O outro ensaio será precisamente o inverso, ou seja, a pressão a montante é que vai ser variada, mantendo-se a pressão a jusante constante.

Quando se efectuam os ensaios em que a pressão a montante é mantida fixa, o valor desta será de 7 bar, e as variações da pressão a jusante serão de meio bar, desde a pressão atmosférica até 7 bar.

Para o caso de ser a pressão a jusante constante, o valor desta será a pressão atmosférica, e a pressão a montante terá variações de 0.5 bar desde a pressão atmosférica até 7 bar.

Nestes ensaios é basilar conhecerem-se algumas variáveis, tais como p_m , p_j e \dot{m} debitado. Estes ensaios foram realizados para cada um dos bits activados individualmente, assim como para combinações de aberturas destes mesmos bits.

As pressões são medidas utilizando dois transdutores, um (Tp_1) na entrada da válvula e outro (Tp_2) à saída, tal como esquematizado na Figura 3.

Tanto num caso como no outro o caudal debitado pela válvula é medido e registado.

Após se terem efectuado todos os ensaios e guardado os resultados, executou-se um ajuste de uma superfície aos dados obtidos. Para esse efeito utilizou-se uma ferramenta existente no *Matlab*[®] chamada *sftool*. Esta ferramenta utiliza os valores das variáveis p_m , p_j e \dot{m} que se obtiveram em determinado ensaio e estima os valores para os parâmetros C e b que melhor ajustam a superfície a estes pontos.

Os valores que se alcançam com este ajuste são as estimativas para os parâmetros que se pretendem.

A Figura 9 mostra a interface que a ferramenta *sftool* tem com o utilizador quando se procede a um ajuste. Como se pode verificar o eixo dos xx corresponderá à pressão a montante, o eixo dos yy à pressão a jusante e finalmente o eixo dos zz corresponderá ao caudal.

Se se considerarem as intercepções da superfície representada na Figura 9 com os planos XZ e YZ poder-se-á fazer uma análise mais detalhada da mesma.

Observando-se o plano XZ verifica-se que a curva que nele está representada é a curva obtida quando, durante um ensaio, se mantém a pressão a jusante constante; já no plano YZ aparece a curva cujo ensaio é feito mantendo a pressão a montante constante.

Como no mesmo ajuste se consegue contabilizar as duas situações que se mencionaram acima, os valores de C e b serão mais exactos.

Na parte esquerda da interface que se apresenta na Figura 9, aparecem os resultados dos valores obtidos para os parâmetros a estimar em cada um dos ensaios que se efectuaram.

Os ajustes que se descreveram foram executados para todas as aberturas que se ensaiaram.

Na Tabela 2 encontra-se um resumo dos valores obtidos correspondentes à caracterização individual de cada restrição. É de referir que será assumido que os

valores que se encontram nessa tabela são válidos em qualquer um dos modelos que serão apresentados mais à frente.

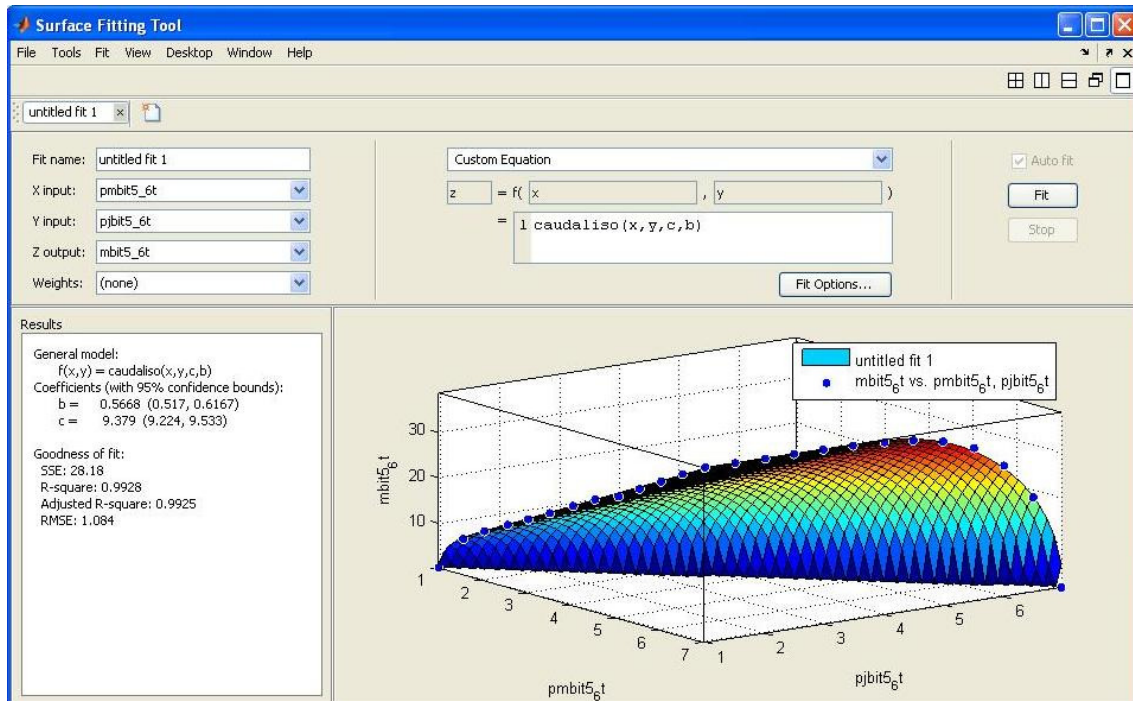


Figura 9 – Interface da utilização da ferramenta “sftool”

Tabela 2 – Valores encontrados para os parâmetros C e b

	Bit 1	Bit2	Bit3	Bit4	Bit5	Bit6
$C * 10^{-6} [m^3/(s.Pa)]$	3.212	6.087	11.920	23.890	44.540	89.580
b	0.481	0.598	0.654	0.646	0.481	0.444

Com os valores dos parâmetros C e b que os ajustes forneceram e com vectores fixos de p_m e p_j , calculou-se o caudal que cada abertura debita utilizando mais uma vez a equação (4).

Com os vectores que se definiram anteriormente para as pressões e o vector de caudal que resultou do cálculo precedente traçaram-se as curvas características correspondentes a cada uma das aberturas.

As Figuras 10 e 11, mostram as curvas características correspondentes às aberturas de cada uma das válvulas elementares quando se mantém a pressão a jusante fixa. Na Figura 10 estão representadas as curvas características das válvulas elementares que debitam menor caudal, na Figura 11 estão representadas as curvas características das válvulas elementares de maiores caudais.

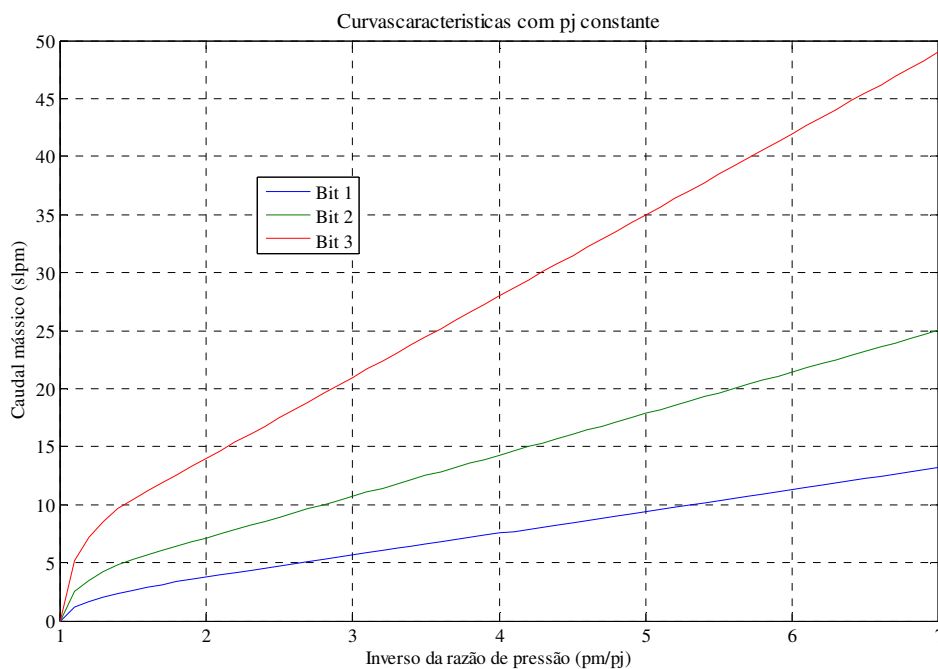


Figura 10 – Curvas características de caudais mais baixos obtidas com p_j constante

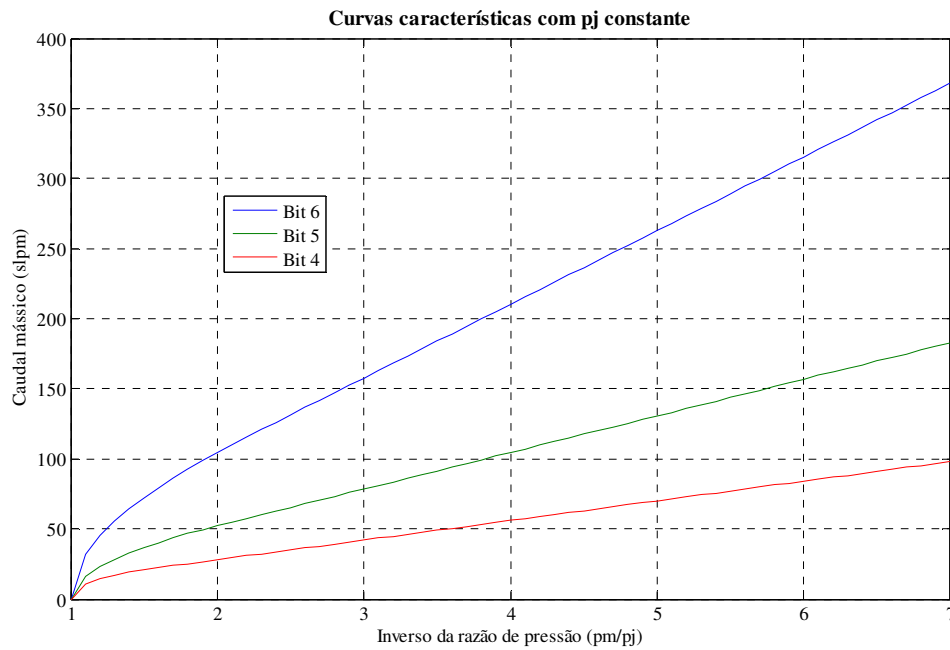


Figura 11 - Curvas características de caudais mais elevados obtidas com p_j constante

As curvas que se apresentam nas Figuras 12 e 13 correspondem às curvas características quando se mantém a pressão a montante constante. A Figura 12 corresponde às válvulas que debitam menores caudais e a Figura 13 corresponde às válvulas individuais que debitam maiores caudais.

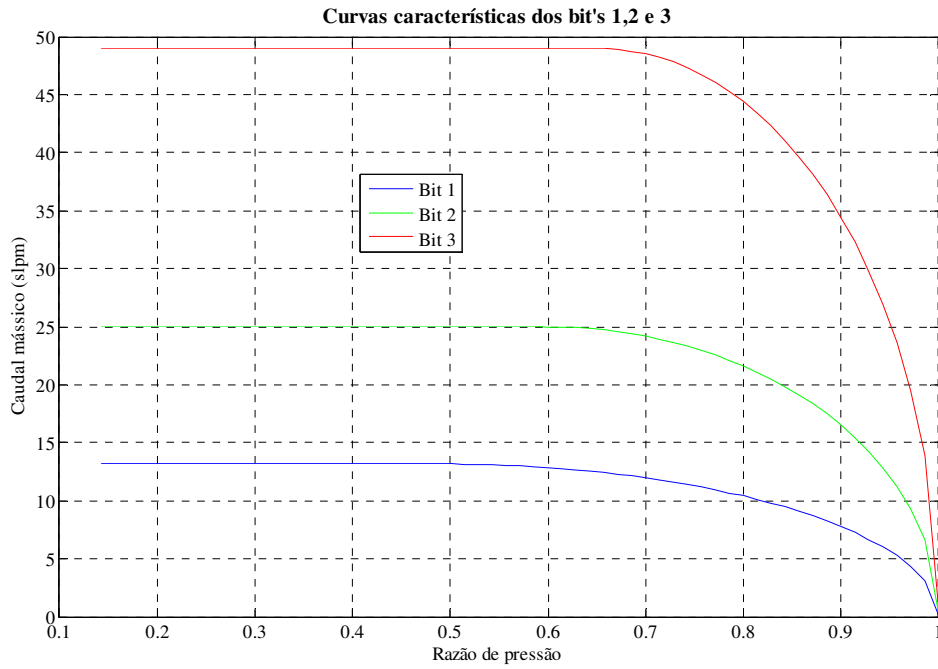


Figura 12 – Curvas características dos 3 bit's de menor caudal

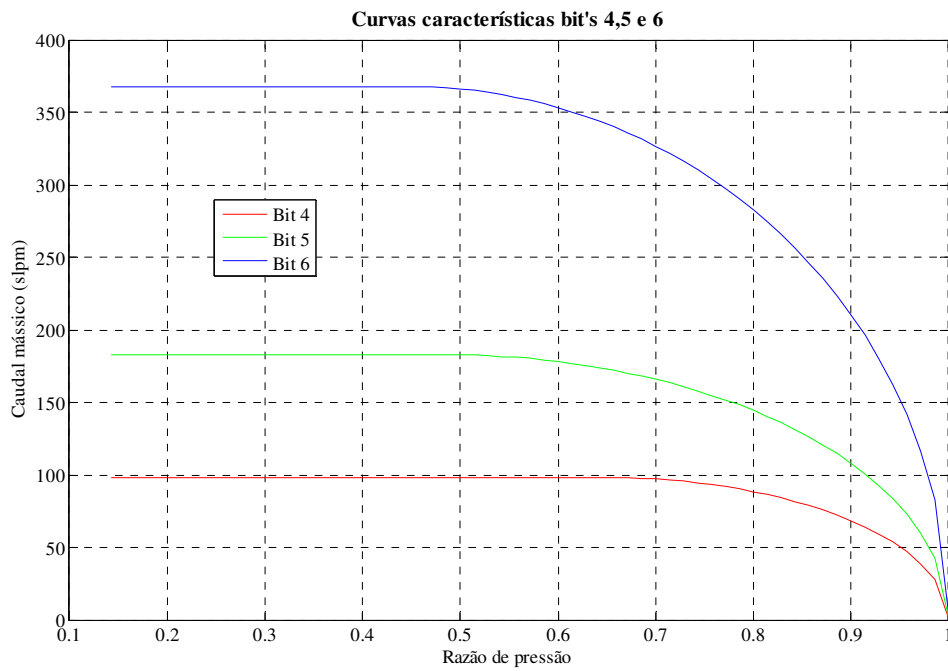


Figura 13 – Curvas características dos 3 bits de maior caudal

2.2.4 Modelo da válvula

Tendo-se caracterizado individualmente cada uma das restrições elementares das válvulas, é agora necessário construir o seu modelo global. Para tal foram seguidas duas vias que em seguida se apresentam

2.2.4.1 Primeiro modelo

Neste primeiro modelo só se consideraram as restrições que se apresentam na Figura 14. Cada uma das restrições apresenta os valores de C e b que se obtiveram na secção anterior.

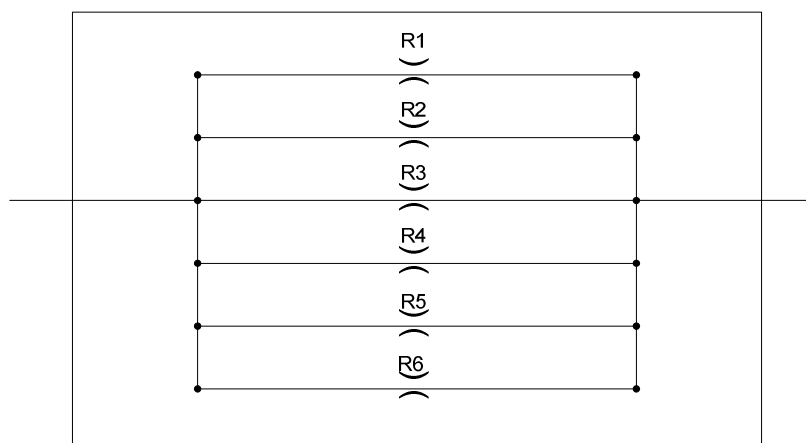


Figura 14 – Esquema das restrições existentes na válvula primeiro método

Para validar o modelo é necessário efectuar comparações entre os valores de caudal medidos e os previstos pelo modelo para aberturas diferentes das correspondentes à activação individual de cada bit. Para tal usaram-se os somatórios dos caudais previstos aquando das aberturas individuais dos vários bits e o caudal medido que a abertura simultânea dos mesmos bits proporciona.

Nas Figuras 15 a 18 são apresentadas as comparações mencionadas anteriormente.

Nas Figuras 15 e 16 comparam-se curvas correspondentes a caudais baixos: no primeiro caso é apresentada a comparação entre o somatório dos caudais dados pelos bits 1 e 2 e o caudal que estes dois bits fornecem quando activados em simultâneo.

Na Figura 16 apresenta-se a comparação entre o somatório dos caudais previstos pela abertura individual dos bits 1, 2 e 3, e o caudal fornecido por estes três bits quando estão activados em simultâneo.

Verifica-se que nas comparações que se descreveram anteriormente o erro existente entre o somatório dos caudais previstos e os caudais obtidos experimentalmente não é significativo.

De forma idêntica, os erros apresentados nas Figuras 17 e 18, quando se efectuam comparações semelhantes é elevado e não se pode desprezar.

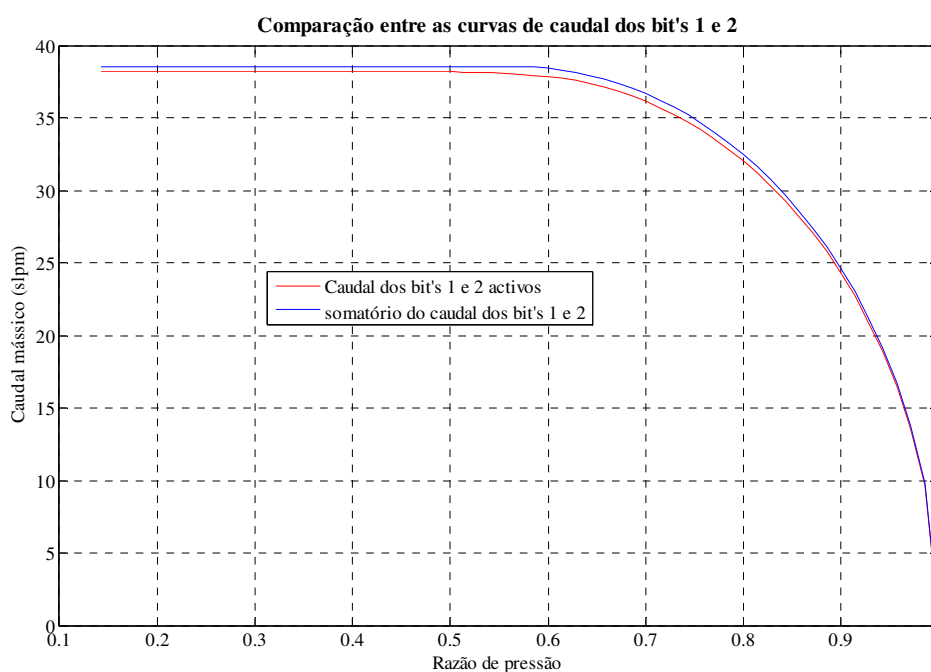


Figura 15 – Comparação das curvas características dos bits 1 e 2

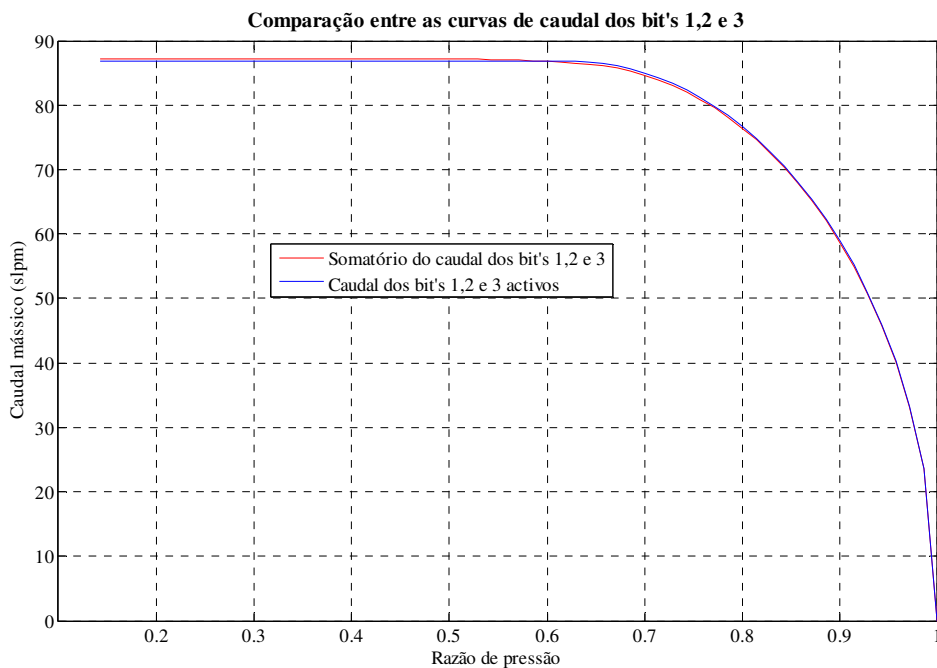


Figura 16 - Comparação das curvas características dos bits 1,2 e 3

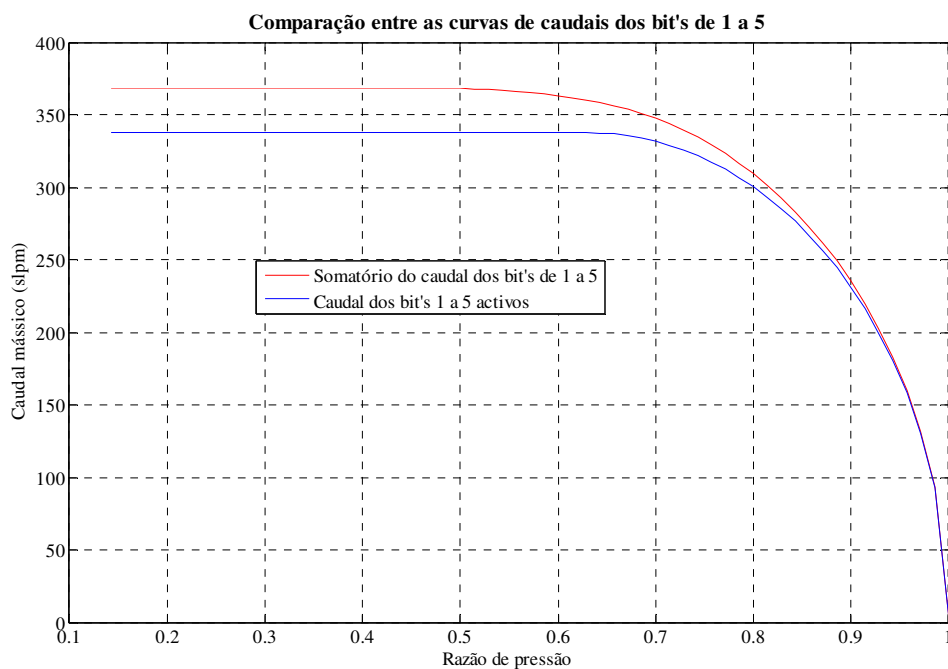


Figura 17 - Comparação das curvas características dos bits 1 a 5 activos

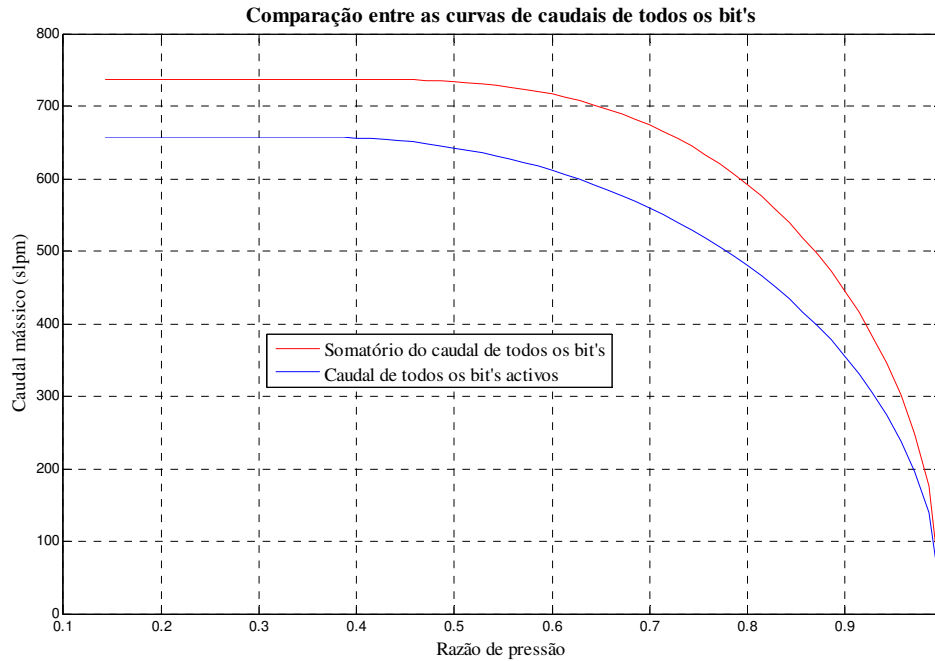


Figura 18 - Comparação das curvas características quando todos os bits estão activos

Para a validação deste modelo era necessário que os erros entre as várias comparações feitas anteriormente fossem reduzidos, qualquer que fosse o caudal em causa. Como isto não se verifica surge a necessidade de se aumentar a complexidade do modelo.

Neste contexto surge então o segundo modelo que se expõe na secção seguinte.

2.2.4.2 Segundo modelo

Neste segundo modelo, porque o anterior não deu os resultados que se pretendiam, foi inevitável abordar o problema de uma óptica diferente.

A Figura 19 representa o novo modelo considerado. Nesta nova óptica os resultados da secção anterior revelam que a existência de uma restrição a montante é importante quando os caudais são elevados. Esta restrição é importante porque altera a densidade do ar quando caudais elevados passam por ela.

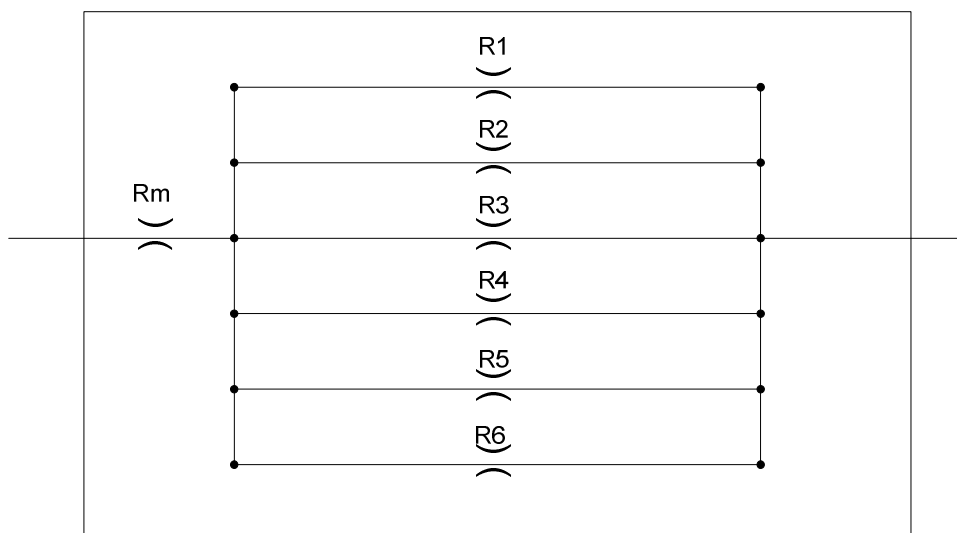


Figura 19 - Esquema das restrições existentes na válvula segundo o segundo modelo

Assim, será necessário estimar os valores de C e b desta restrição (C_m , b_m).

Para o cálculo do caudal correspondente a uma combinação de bits, será necessário calcular os valores de C e b correspondentes à série de R_m com o paralelo das restrições correspondentes aos bits activos, C_{eq} e b_{eq} .

Para se entender melhor como é que se calculam os valores de C_{eq} e b_{eq} , está esquematizado na Figura 20 um caso que servirá de exemplo.

Assim da análise da Figura 20 pode-se constatar que existem duas restrições em paralelo, R_1 e R_2 , que por sua vez se encontram em série com a restrição a montante R_m .

Para se efectuar o cálculo de C_{eq} e b_{eq} procede-se do seguinte modo.

$$C_{eq} = C_m \text{ série } (C_1 // C_2) \quad (5)$$

$$b_{eq} = b_m \text{ série } (b_1 // b_2) \quad (6)$$

Onde *série* corresponde à montagem em série e *//* corresponde à montagem em paralelo das restrições.

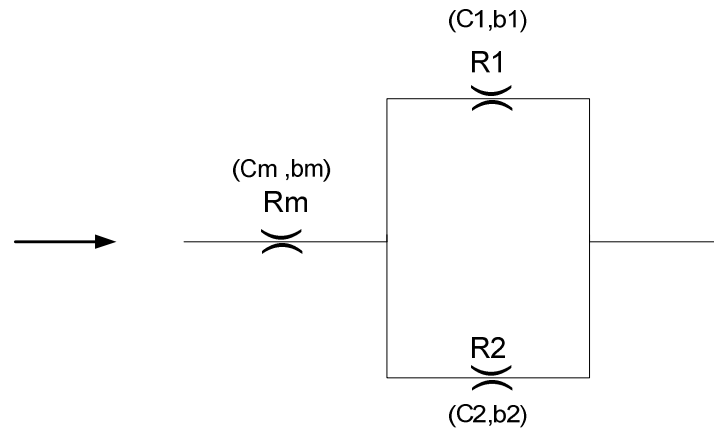


Figura 20 – Esquema de duas restrições em paralelo

Na Figura 21 estão representadas duas restrições em série. O modo como se calculam os valores da condutância sónica e da razão de pressões equivalentes está apresentado em [5] pelo que aqui apenas se transcreveram as expressões.



Figura 21 – Restrições em série

O cálculo da condutância sónica é feito através de uma função por ramos que separa as razões de pressão menores que uma variável α , e as razões de pressão que são superiores a este mesmo valor.

A razão de pressões crítica equivalente calcula-se entrando com o valor da condutância sónica equivalente obtido anteriormente.

$$\alpha = \frac{C_1}{b_1 + C_2} \quad (7)$$

$$C_{eq1,2} = \begin{cases} C_1 & \alpha \leq 1 \\ \alpha * C_2 * \frac{\alpha * b_1 + (1 - b_1) * \sqrt{\alpha^2 + \left(\frac{1-b_1}{b_1}\right)^2 - 1}}{\alpha^2 + \left(\frac{1-b_1}{b_1}\right)^2} & \alpha \geq 1 \end{cases} \quad (8)$$

$$b_{eq1,2} = 1 - (C_{eq(1,2)})^2 * \left(\frac{1-b_1}{C_1^2} + \frac{1-b_2}{C_2^2}\right) \quad (9)$$

No caso de se terem restrições em paralelo, como no esquema que se mostra na Figura 22, a forma de se calcular os parâmetros equivalentes é a que se expõe em seguida.

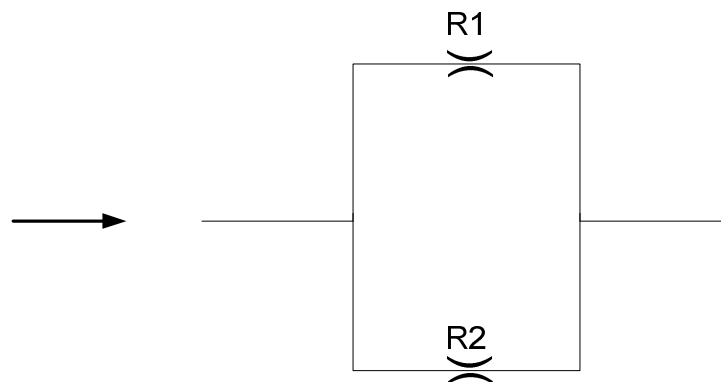


Figura 22 – Restrições em paralelo

O cálculo do valor da condutância sónica de uma ou mais restrições é igual ao somatório de cada uma das condutâncias das restrições em causa, tal como a equação (10) descreve.

$$C_{eq}(1,2) = \sum_{i=1}^n C_i \quad (10)$$

A equação (11) mostra como se efectua o cálculo da razão de pressões no caso de existirem várias restrições em paralelo.

$$\frac{C_{paralelo}}{\sqrt{1 - b_{paralelo}}} = \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{\sqrt{1 - b_i}} \quad (11)$$

Os parâmetros pretendidos, C_m e b_m , foram obtidos através de uma optimização.

A optimização realizada procura minimizar o erro relativo quadrático entre os caudais previstos pelo modelo e os medidos. Se tivermos por base a Figura 20, ou seja, considerando-se que apenas os bits correspondentes às restrições 1 e 2 estão activados, o algoritmo de optimização será dado pelo fluxograma que se encontra representado na Figura 23.

Para se iniciar a optimização é necessário arbitrar valores iniciais para C_m e b_m .

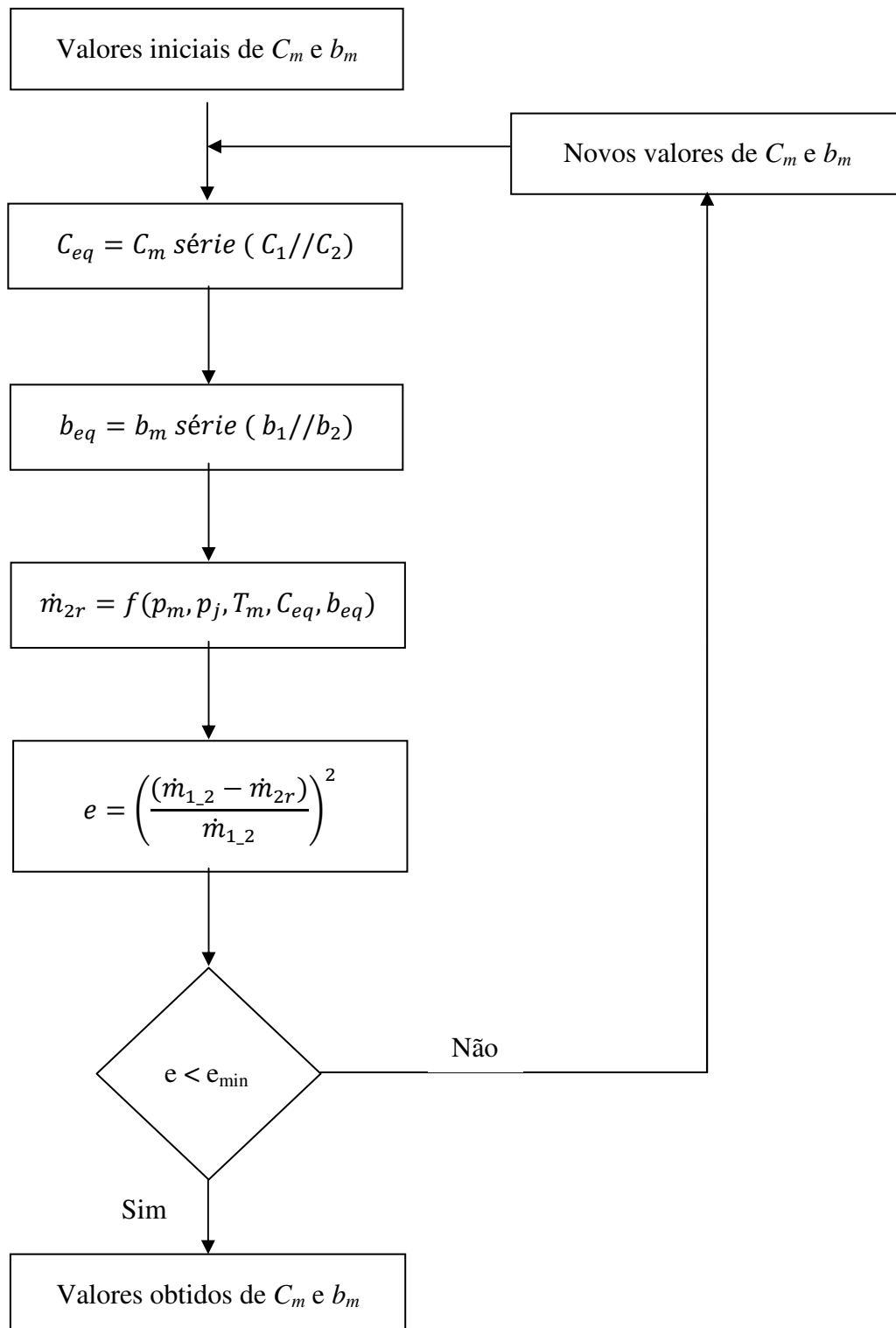


Figura 23 – Fluxograma exemplificativo da otimização,

$\dot{m}_{1,2}$ - Caudal medido

\dot{m}_{2r} - Caudal calculado com (4)

Quando com o primeiro modelo se efectuou a comparação das curvas de caudal, verificou-se que os maiores erros apareciam nos maiores caudais. Como tal para se tentar minimizar esses erros o algoritmo que se aplicou contemplou esses caudais, ou seja, os caudais que se obtiveram quando os bits de 1 a 5 estavam activos e quando a válvula se encontrava toda aberta. O algoritmo que se desenvolveu está representado esquematicamente na Figura 24.

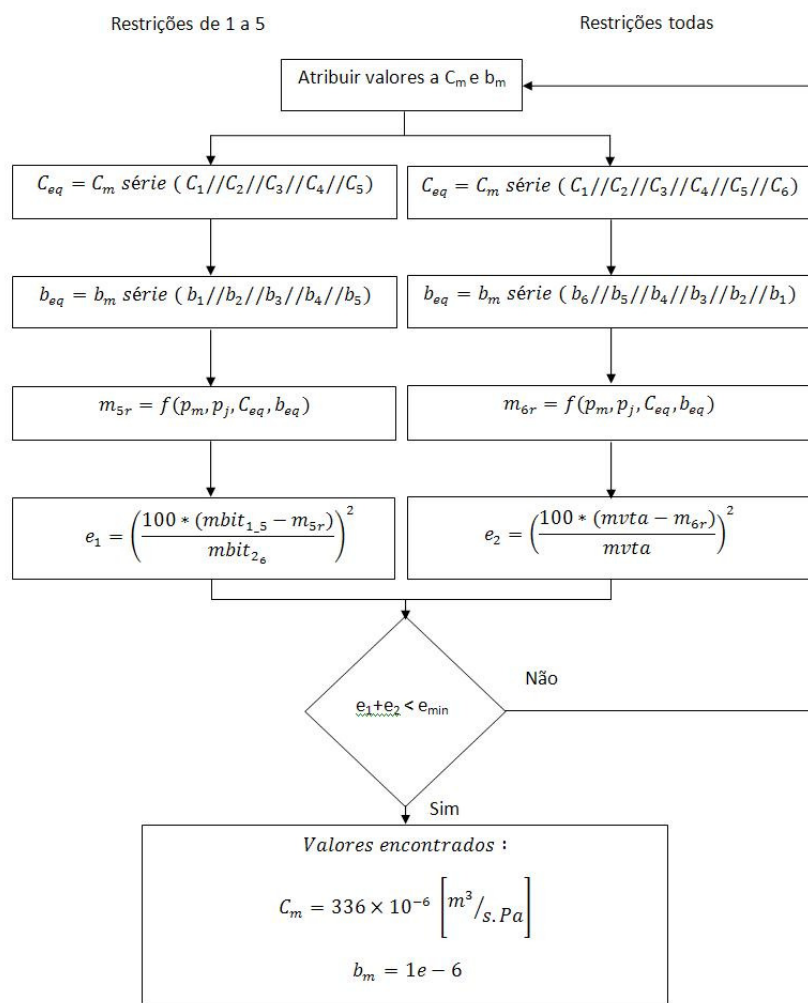


Figura 24 – Fluxograma representativo da optimização

Com os valores de C_m e b_m encontrados procedeu-se ao cálculo do valor da condutância sónica e da razão de pressões das combinações de restrições simultaneamente activas que se ensaiaram, de acordo com a notação apresentada na Tabela 3. Efectuou-se este

cálculo fazendo uso das equações (7), (8), (9), (10) e (11). Esses valores são apresentados na Tabela 4.

Tabela 3 – Notação utilizada

Bit 1_2	Bits 1 e 2
Bit 1_3	Bits 1 a 3
Bit 1_4	Bits 1 a 4
Bit 1_5	Bits 1 a 5
Bit 1_6	Bits 1 a 6

Tabela 4 - Valores de C e b para o modelo 2 para combinações de aberturas

	Bit 1_2	Bit1_3	Bit1_4	Bit1_5	Bit1_6
$C \cdot 10^{-6}$ [m³/(s.Pa)]	9.2954	21.177	44.708	86.619	158.138
b	0.5624	0.6155	0.6225	0.5280	0.3985

Com os novos valores da condutância sónica e da razão de pressões crítica traçaram-se curvas características das restrições correspondentes à combinação de aberturas ensaiadas.

Para que os valores da condutância sónica e da razão de pressões que se encontraram possam considerar-se válidos, foi imprescindível proceder-se à sua validação.

Tal como no caso do primeiro modelo a validação que se realizou foi uma comparação directa entre curvas características.

Nas Figuras 25, 26 e 27 estão representadas as comparações para alguns ensaios que se realizaram.

A Figura 25 representa a comparação entre os caudais obtidos pelo segundo modelo e os caudais medidos, quando os bits 1 e 2 estão activos. Como se pode verificar o erro existente entre as duas curvas continua a ser pequeno e desprezável.

As Figuras 26 e 27 representam os casos correspondentes a aberturas da válvula que têm maiores débitos. Nas comparações das curvas representadas nestas duas figuras verifica-se que o erro entre elas diminui relativamente ao primeiro modelo.

Na Tabela 5 encontram-se inscritos os erros que se obtiveram em cada um dos métodos estudados. Como se pode aferir houve uma melhoria substancial na diminuição do erro de um método para o outro.

Tabela 5 - Resumo dos erros dos dois modelos

Erro de caudal (%)		
$\epsilon_{max} = \max \left \left(\frac{\text{caudal medido} - \text{caudal previsto}}{\text{caudal medido}} \right) \right * 100$		
	Abertura dos Bits 1 a 5	Abertura dos Bits 1 a 6
Primeiro método	8,1	10
Segundo método	2,7	2,3

O segundo método foi então validado, o que significa que a partir deste momento os valores que se utilizarão de condutância sónica e de razão de pressões críticas serão os que se obtiveram por este método.

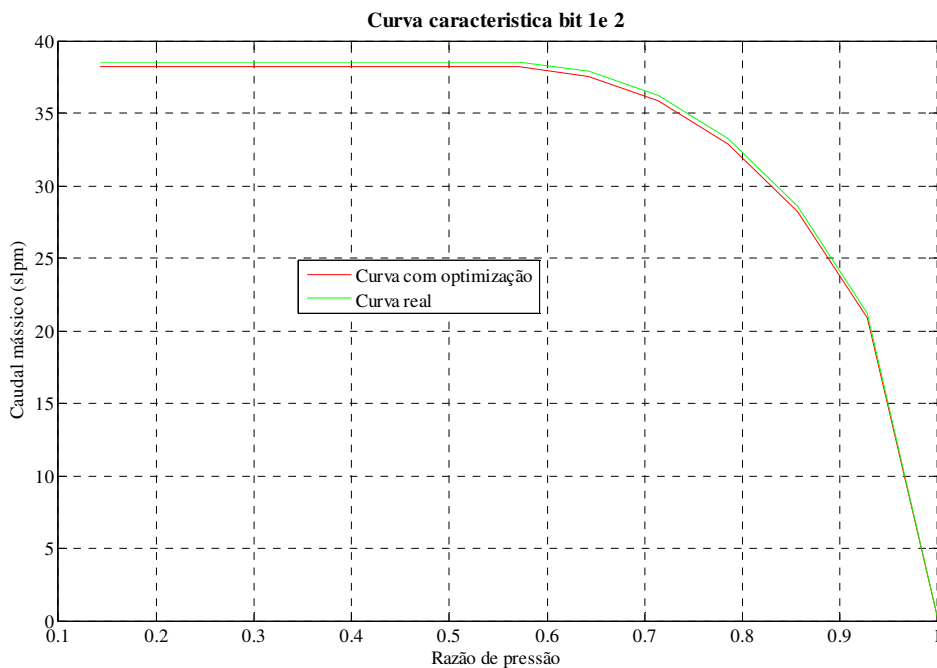


Figura 25 – Comparação das curvas dos bits 1 e 2 após a otimização

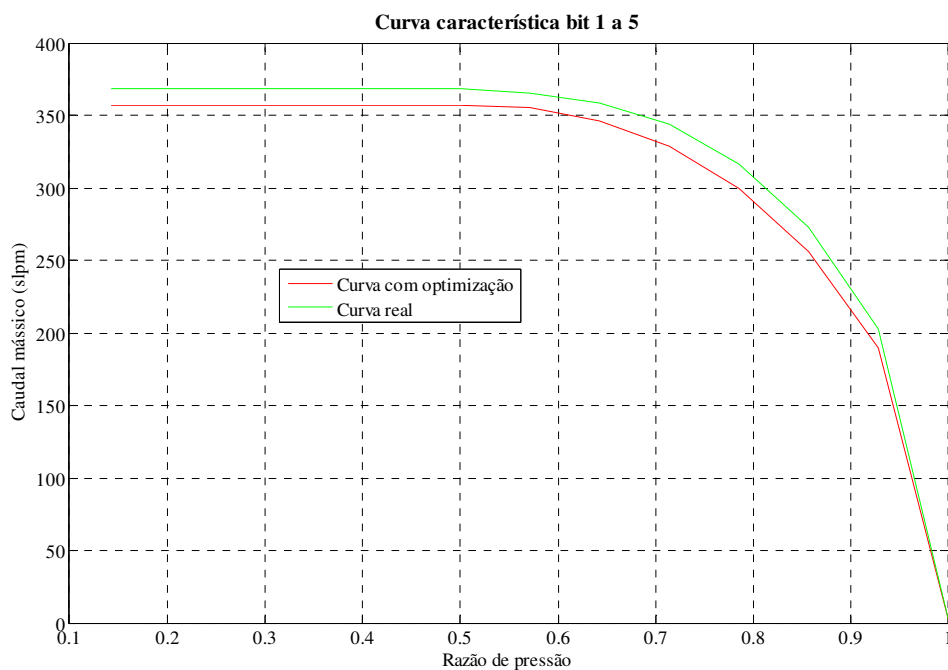


Figura 26 - Comparação das curvas dos bits 1 a 5 após a otimização

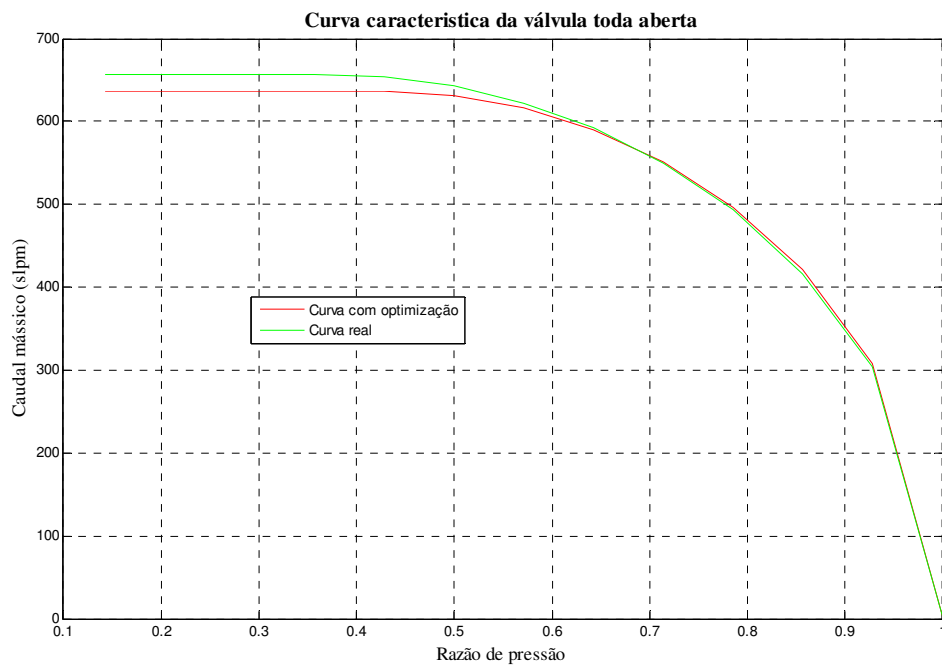


Figura 27 - Comparação das curvas da válvula toda aberta após a otimização

3 Controlo de pressão no reservatório

Tendo-se concluído a caracterização das válvulas é chegada a altura de se desenvolver e implementar os controladores.

Neste capítulo vão-se abordar três controladores diferentes, dois proporcionais e um proporcional com acção integral.

O primeiro dos proporcionais que se desenvolveu foi um proporcional clássico, ou seja, tem um ganho a multiplicar pelo erro de pressão.

Como se verificou, as válvulas possuem não linearidades o que faz com que a dinâmica da resposta do controlador proporcional clássico seja variável. Devido a isto houve necessidade de se desenvolver um controlador proporcional que compensasse essa falta de linearidade das válvulas.

O controlador proporcional com acção integral surge na sequência da incapacidade dos controladores proporcionais de rejeitar perturbações.

Ao longo deste capítulo serão apresentados os resultados que se obtiveram com cada um dos controladores, assim como serão também realizadas comparações entre eles.

3.1 Controlador proporcional

O primeiro controlador que se implementou foi um proporcional clássico, ou seja, contém unicamente um ganho proporcional a multiplicar pelo erro de pressão.

Na Figura 28 encontra-se o controlador proporcional que se implementou em primeiro lugar.

Nesta figura verifica-se que à saída do ganho proporcional existe um bloco quantizador e um bloco de saturação. O primeiro dos blocos tem por função garantir que o sinal à entrada das válvulas é um sinal representado por um número inteiro.

O segundo dos blocos garante que esse mesmo número inteiro se encontra compreendido entre 0 e 63_{10} .

Como existe necessidade de actuar duas válvulas, (V_{in} e V_{out}) para se efectuar o controlo da pressão no reservatório, foi essencial proceder-se à decisão sobre qual das válvulas a actuar em cada momento.

Esta decisão é tomada mediante o valor da acção de controlo, ou seja, se a acção de controlo for menor que zero temos V_{out} actuada, caso contrário será V_{in} a estar actuada.

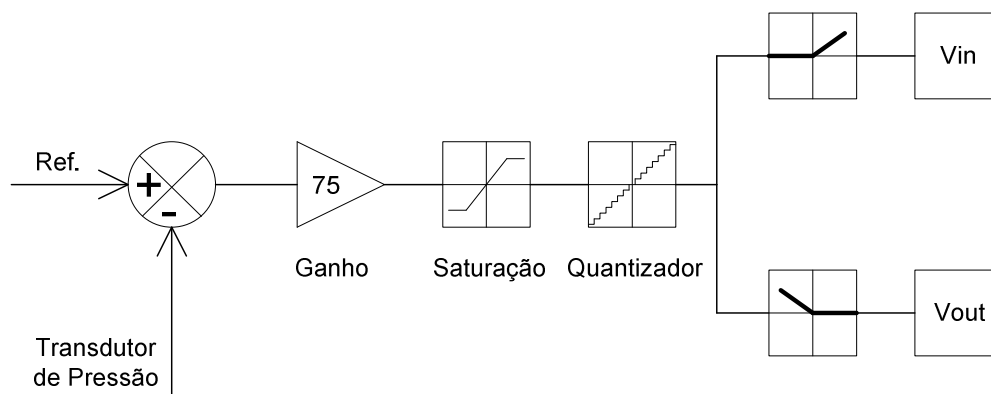


Figura 28 – Controlador proporcional

A Figura 29 mostra a resposta a uma referência em degrau com um incremento de 3 para 3,5 bar.

Esta resposta foi obtida num ensaio em que não existia qualquer tipo de perturbação. O controlador consegue atingir a referência em aproximadamente 3 s e manter-se nela até ao final do ensaio.

A Figura 30 apresenta a acção de controlo aplicada a cada uma das válvulas quando é pedido ao controlador que incremente em meio bar a pressão no reservatório.

A Figura 30 (a) exhibe as acções de controlo que se enviaram a V_{in} ,

Na Figura 30 (b) apresentam-se as acções de controlo de V_{out} que será menos solicitada numa situação de incremento de pressão.

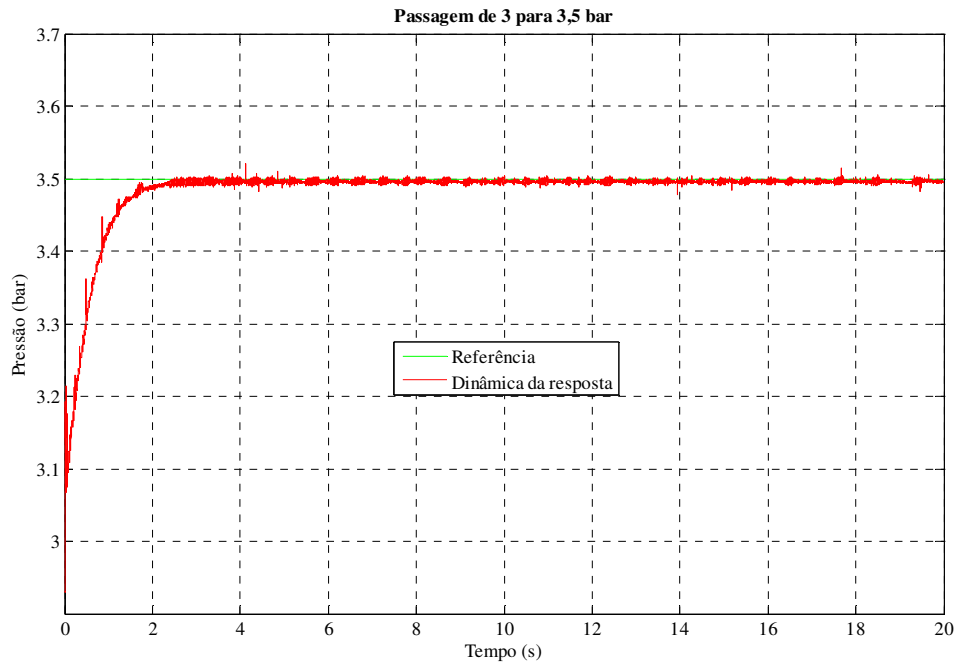


Figura 29 – Curva de resposta numa situação de incremento da pressão

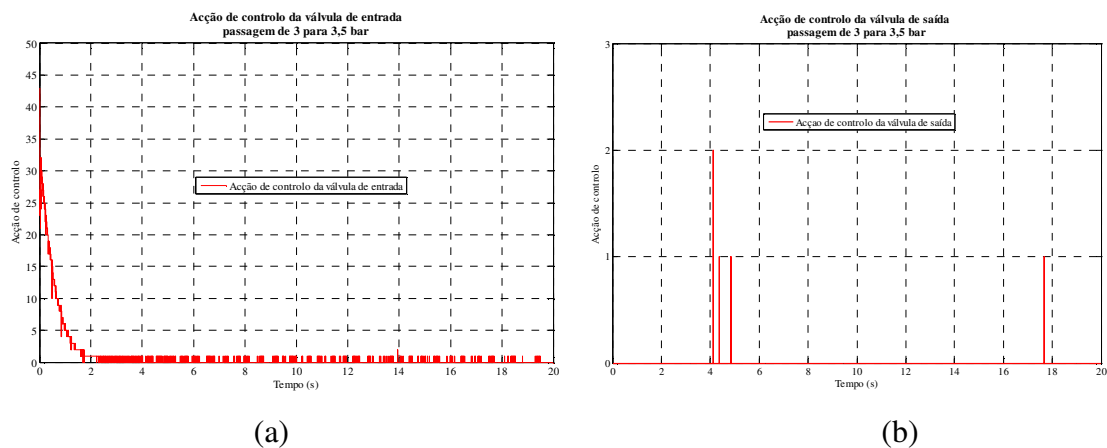


Figura 30 – Ação de controlo das válvulas no incremento de pressão

Na Figura 31 exhibe-se a curva de resposta do controlador numa situação de decremento da pressão de 3,5 para 3 bar.

Na situação mencionada anteriormente a resposta demora cerca de 4 s a atingir a referência.

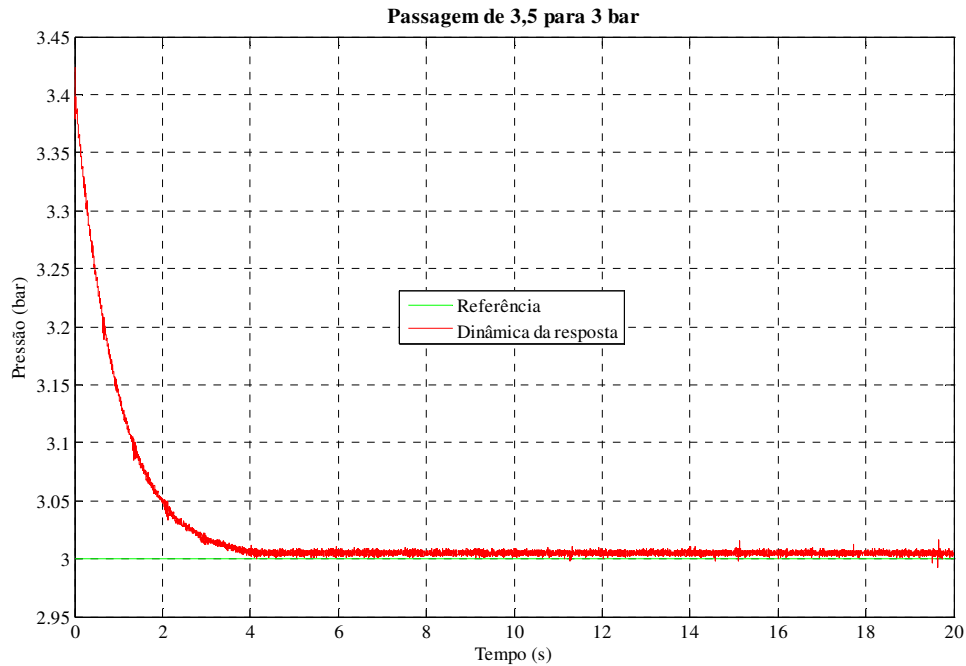


Figura 31 – Curva de resposta numa situação de decremento da pressão

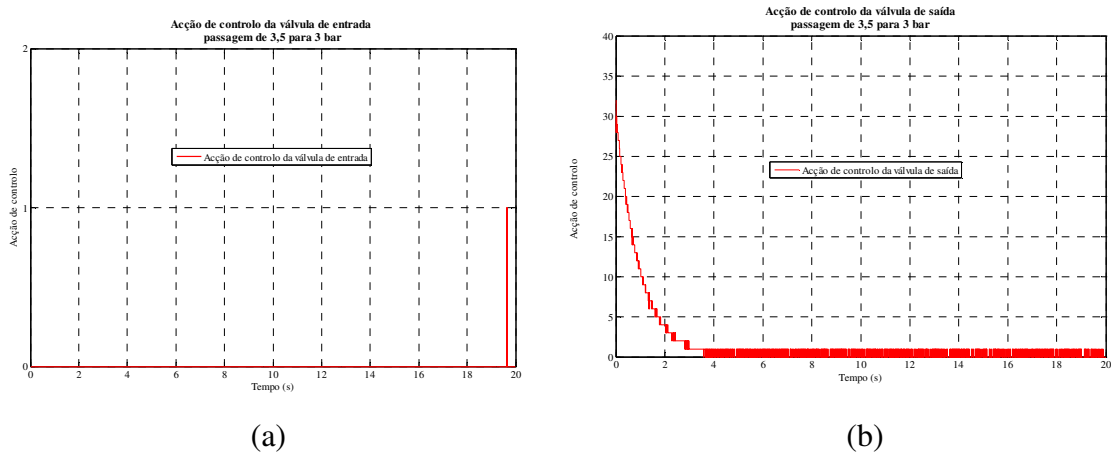


Figura 32 – Acção de controlo das válvulas no decremento de pressão

Nas Figuras 33 e 34 são exibidas três curvas em que se comparam as dinâmicas do controlador tanto no caso de existir um incremento (Figura 33) como no caso de existir um decremento de pressão (Figura 34). Como se verifica apesar dos incrementos e decrementos serem sempre com uma variação de 1 bar as dinâmicas são bastante diferentes umas das outras.

Apesar de se mostrar apenas as curvas com a variação de 1 bar (para efeitos comparativos), convém salientar que as pressões a montante e a jusante de cada uma das curvas que se apresentam são diferentes.

Quando se trata de incrementos de pressão a dinâmica é bastante parecida entre as várias curvas; isto pode-se explicar pelo facto de a pressão a montante da válvula activa ser constante e igual a p_s .

A maior diferença nas dinâmicas no caso de decrementos de pressão é justificada pelo facto de a pressão a montante da válvula activa ser a pressão do reservatório e consequentemente variar.

De modo a tentar obter-se uma resposta mais independente da pressão no reservatório, realizou-se uma compensação de ganho de caudal que será o tema da próxima secção.

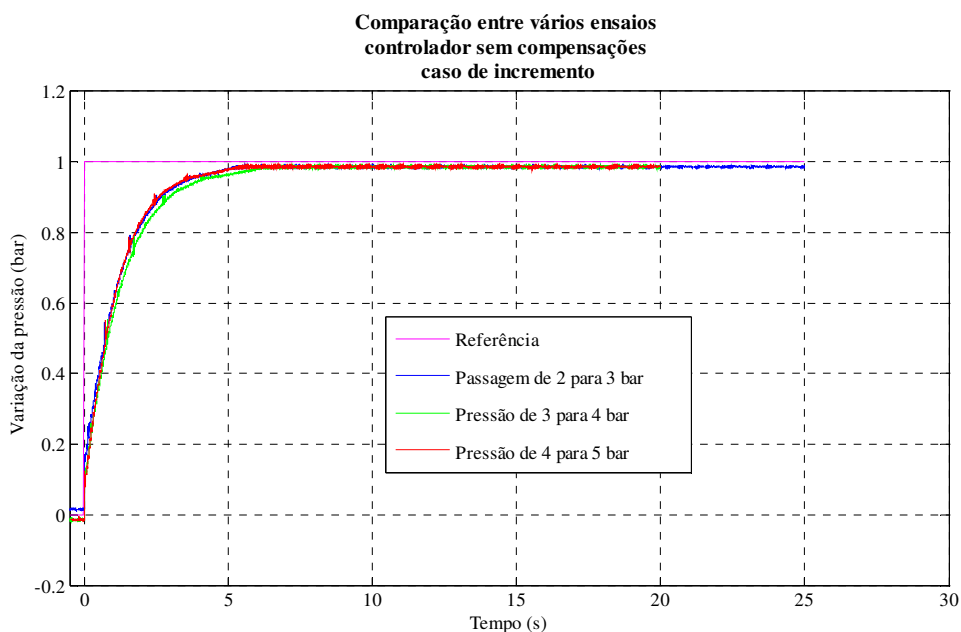


Figura 33 – Comparação entre várias curvas de resposta com incremento de pressão e Δp de 1 bar

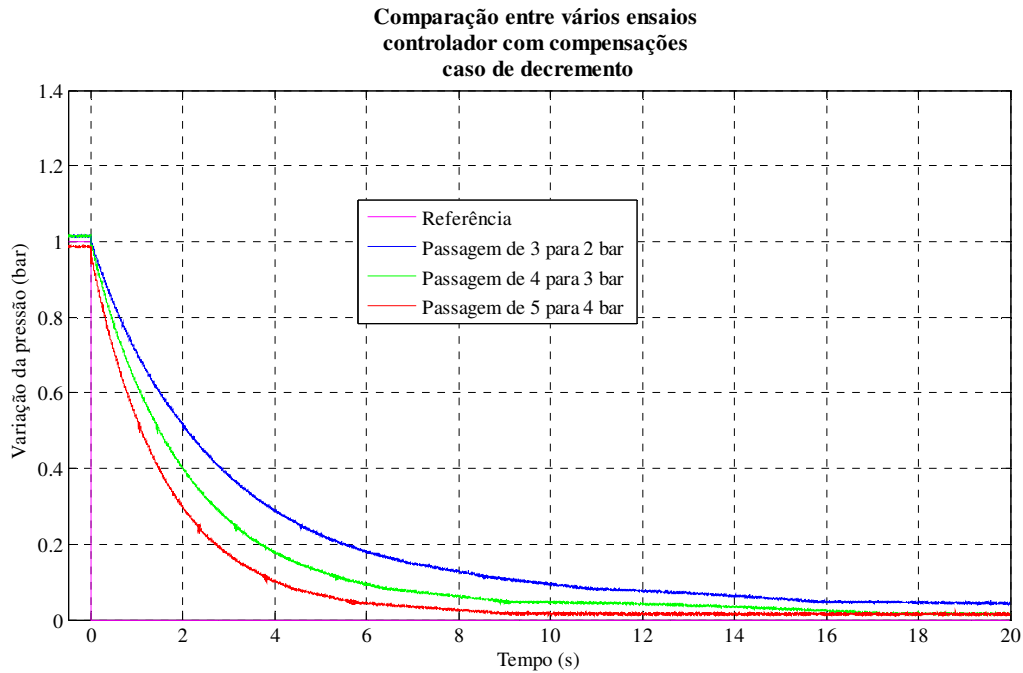


Figura 34 - Comparação entre várias curvas de resposta com decremento de pressão e Δp de 1 bar

3.2 Controlador proporcional com compensações de ganho

Como já se foi referindo ao longo deste texto as válvulas têm comportamentos não lineares. De modo a tentar compensar essas não linearidades e a aproximar as respostas dinâmicas do controlador efectuou-se uma compensação do ganho de caudal.

Para se realizar esta compensação foi necessário recorrer ao modelo da válvula desenvolvido no capítulo anterior.

Para uma dada pressão no reservatório, foram variadas as acções de controlo e calculados os caudais mássicos com base no referido modelo.

A pressão do reservatório varia entre 2 e 6 bar com um passo de 1 bar, e as acções de controlo foram as mesmas ensaiadas em capítulos anteriores.

Nas Figuras 35 a 39 estão representadas as curvas descritas anteriormente, onde a curva a azul corresponde a V_{out} e a curva a verde corresponde a V_{in} .

As varáveis $r_1 = p_{jou}/p_{mout}$ e $r_2 = p_{jin}/p_{min}$ que aparecem nos títulos das curvas correspondem às razões de pressões de V_{out} e V_{in} respectivamente.

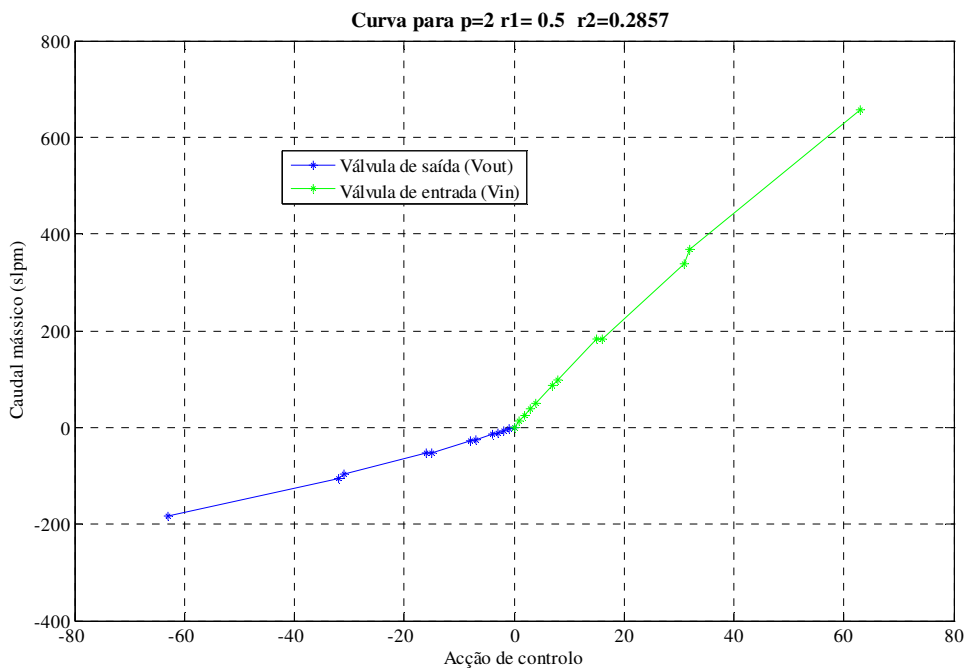


Figura 35 – Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 2 bar

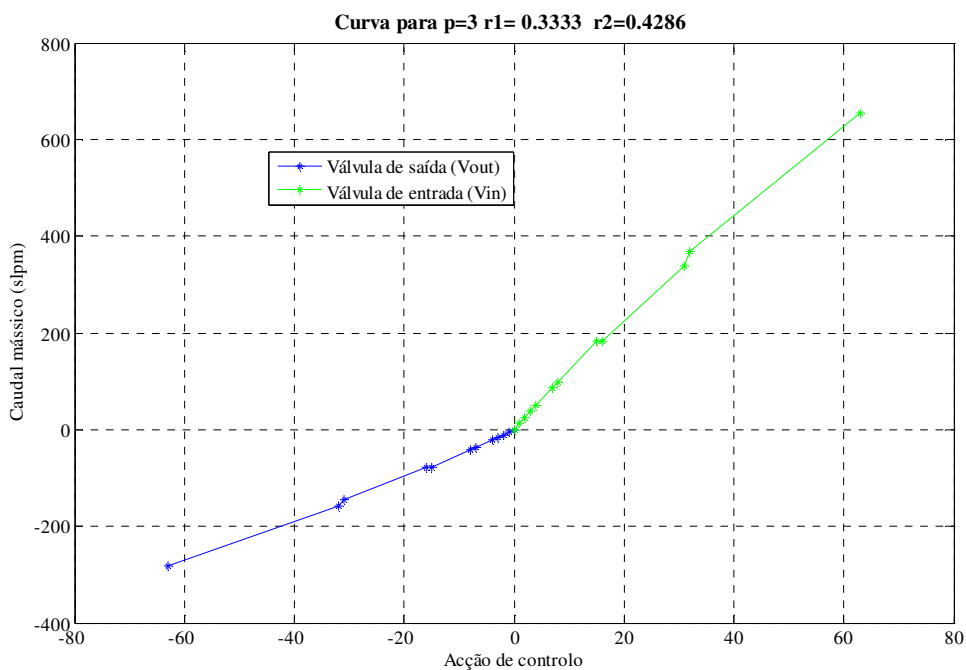


Figura 36 - Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 3 bar

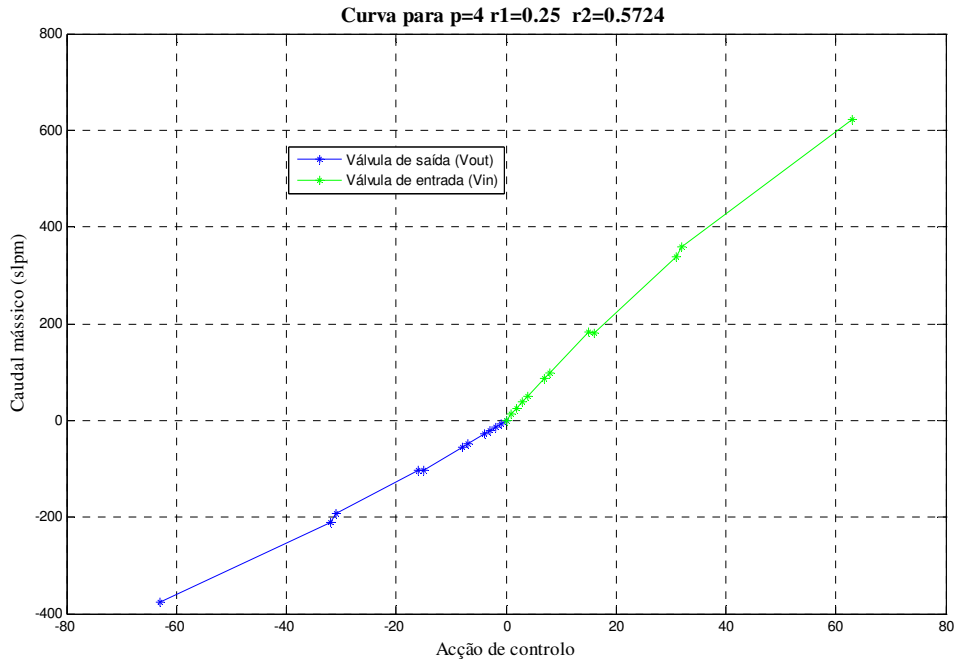


Figura 37 - Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 4 bar

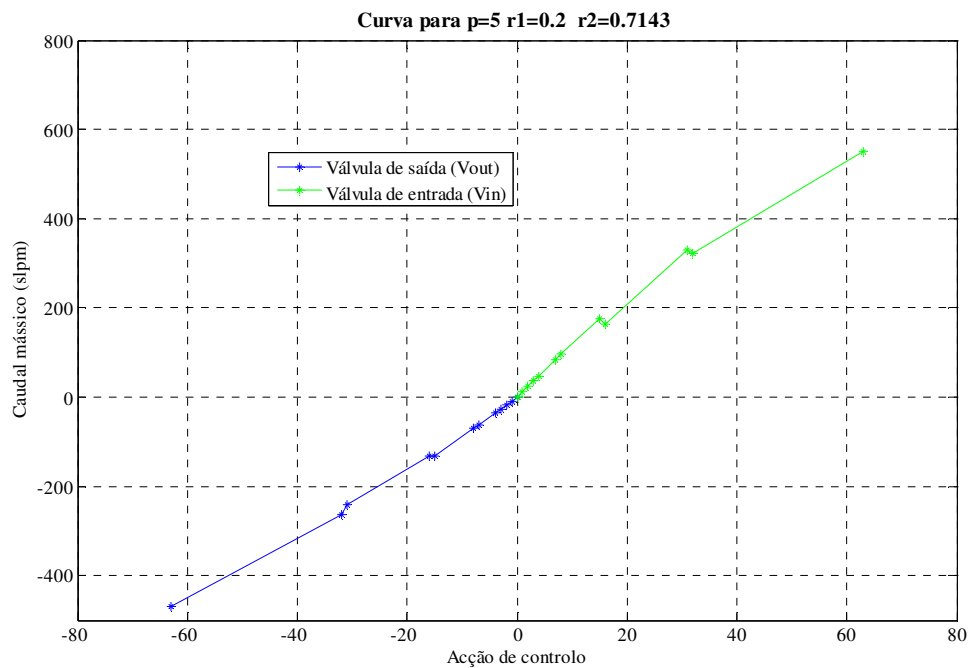


Figura 38 - Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 5 bar

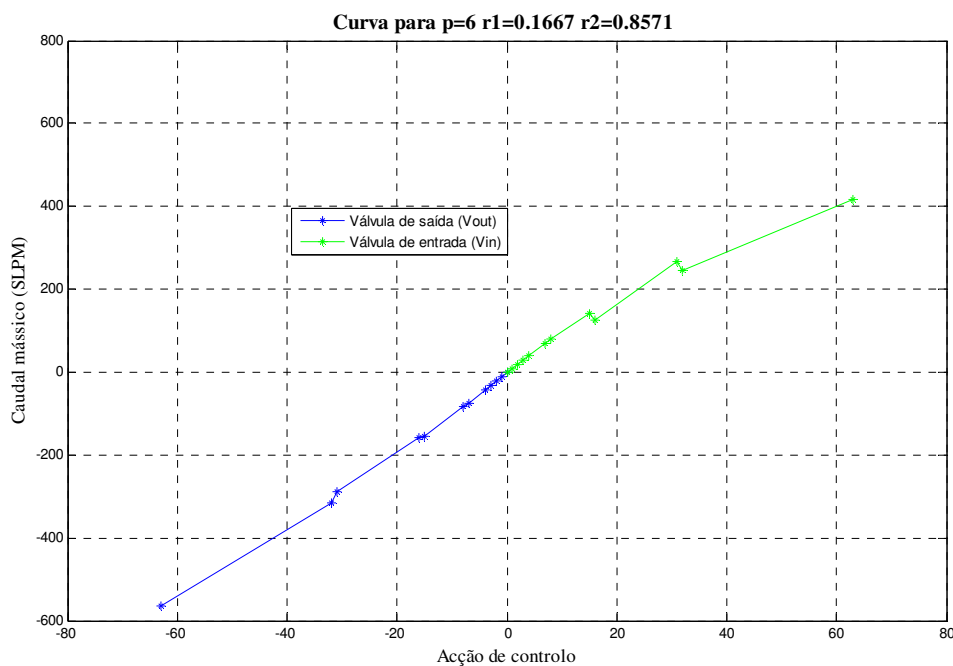


Figura 39 - Acção de controlo vs. caudal mássico para a pressão de 6 bar

Tal como se mencionou anteriormente foi executado uma regressão linear a todas as curvas obtidas anteriormente.

Um exemplo desses ajustes está apresentado na Figura 40. Nesta figura está representada a regressão linear feita para uma pressão no reservatório de 6 bar e a válvula ensaiada foi V_{out} . Como se verifica a regressão linear que se efectuou é satisfatória.

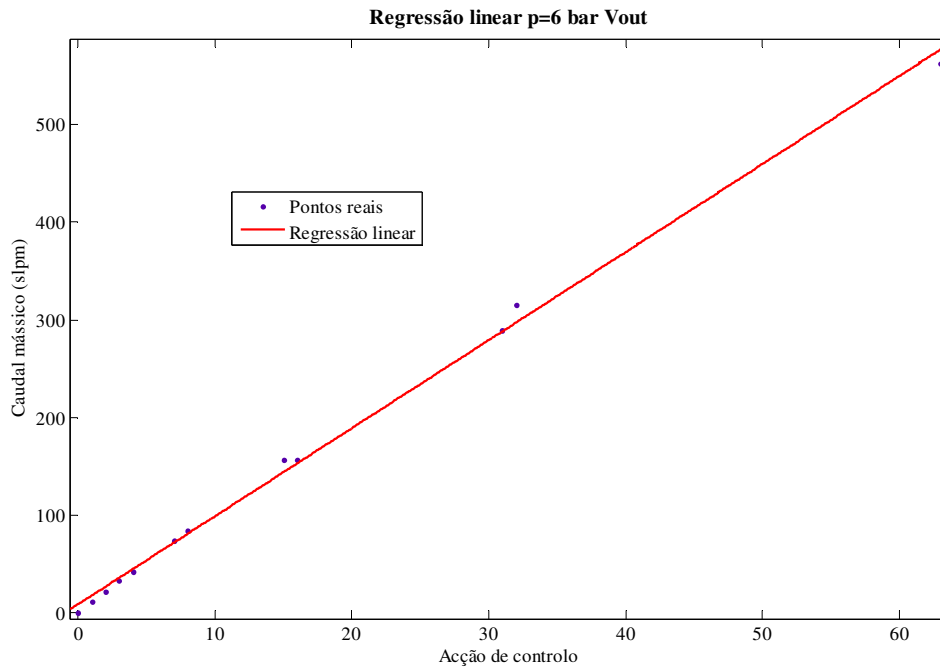


Figura 40 – Exemplo de uma regressão linear p=6 bar para V_{out}

A equação utilizada para realizar as regressões lineares é dada por:

$$\dot{m} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial u} * u + \dot{m}_0 \quad (12)$$

Os resultados das regressões lineares realizadas para as diferentes pressões são os que se apresentam na Tabela 6

Tabela 6 – Resultados das regressões lineares

$p_{jin}=p_{mout}$ [bar]		$\frac{\partial \dot{m}}{\partial u}$ [slpm/bit]	\dot{m}_0 [slpm]
2	V_{in}	10.51	10.42
	V_{out}	2.951	3.394
3	V_{in}	10.48	10.72
	V_{out}	4.505	4.465
4	V_{in}	10.04	13.68
	V_{out}	6.007	5.954
5	V_{in}	8.959	17.57
	V_{out}	7.508	7.442
6	V_{in}	6.833	16.49
	V_{out}	9.011	8.931

Como se pode constatar na Tabela 6, o ganho de caudal varia bastante com a pressão.

As Figuras 41 e 42, ilustram essa variação para V_{in} e V_{out} respectivamente.

De modo a obter-se uma expressão que pudesse ser utilizada na compensação do ganho de caudal das válvulas realizou-se um ajuste polinomial a estes pontos. Os resultados que se obtiveram para esses ajustes apresentam-se de seguida.

$$V_{out} : \frac{\partial \dot{m}}{\partial u} = F3 = 1.512 p - 0.0522 \quad (13)$$

$$V_{in} : \frac{\partial \dot{m}}{\partial u} = \begin{cases} F2 = -0.003p + 10.57, & se p \leq 3 \\ F1 = -0.4162 * (p - 3)^2 + 0.039 * (p - 3) + 10.48, & se p > 3 \end{cases} \quad (14)$$

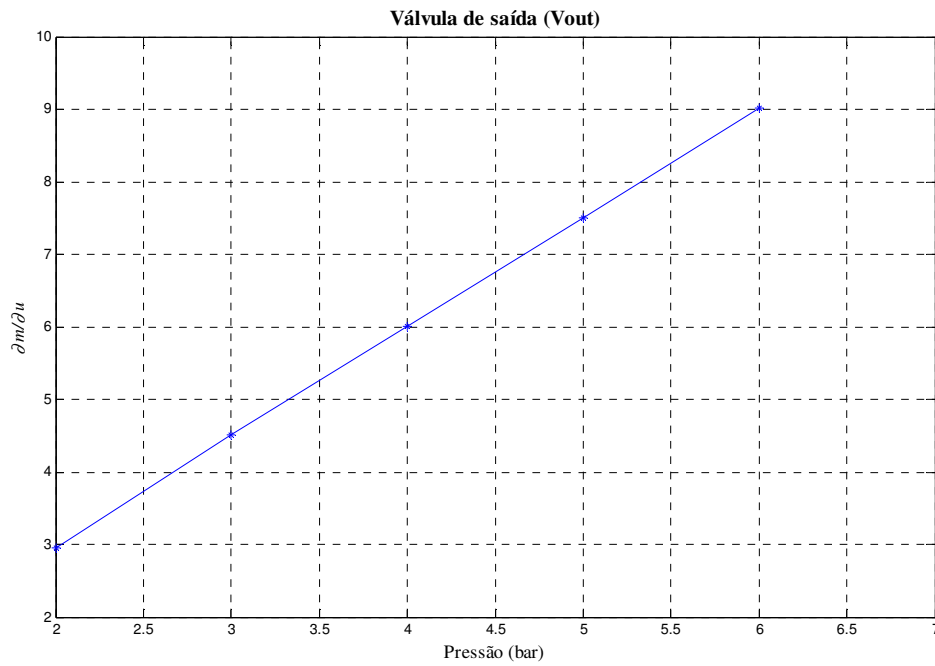


Figura 41 – Relação entre $\frac{\partial \dot{m}}{\partial u}$ e a pressão para V_{out}

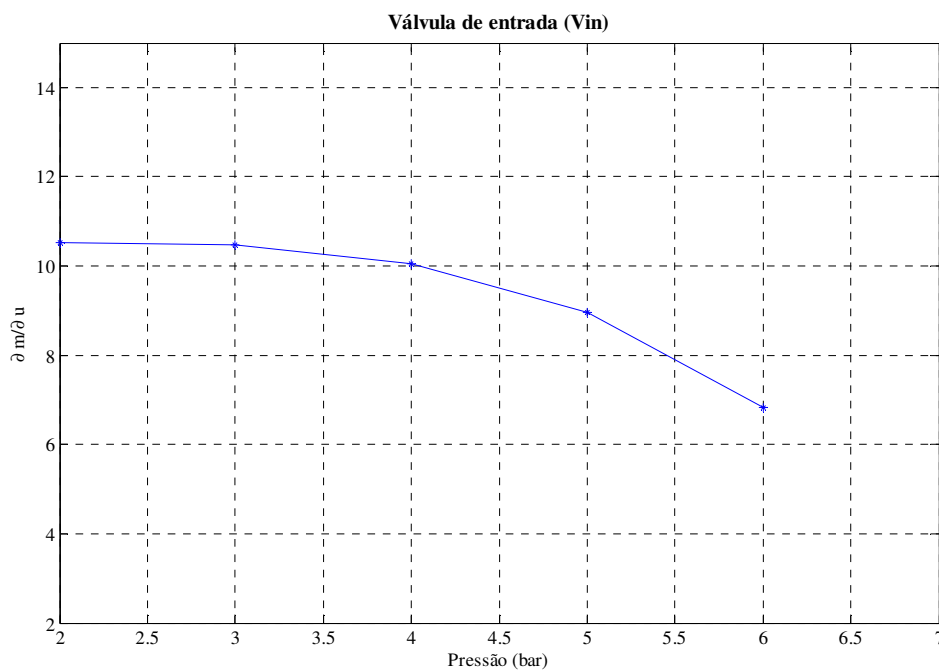
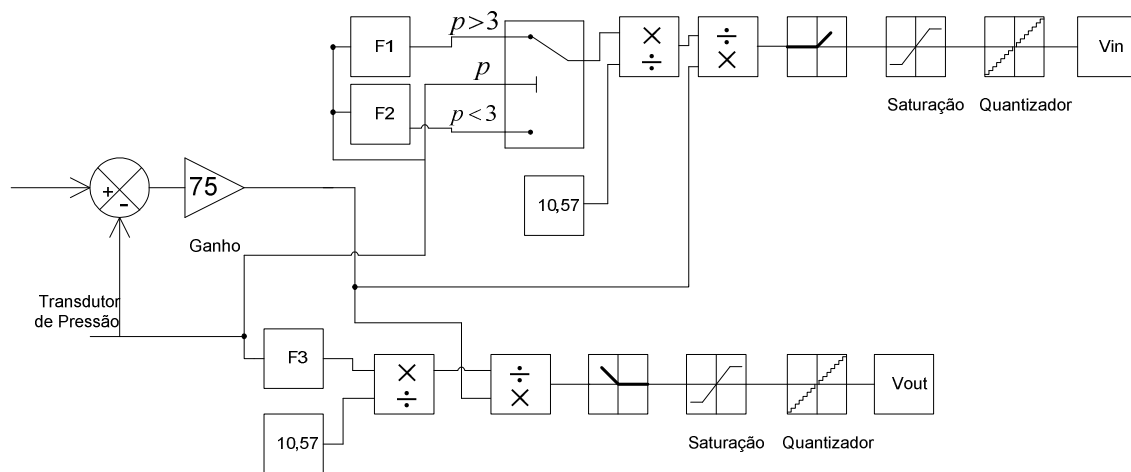


Figura 42 - Relação entre $\frac{\partial \dot{m}}{\partial u}$ com a pressão para V_{in}

Uma vez obtidos os resultados dos ajustes das curvas descritas anteriormente, foi-se implementar um controlador que tivesse em conta esses mesmos resultados.

Surge então o segundo controlador desenvolvido e implementado, o controlador proporcional com compensações de ganho que se apresenta na Figura 43.

Como se verifica na figura, as expressões dos ajustes obtidos anteriormente encontram-se embebidas no controlador. Para melhor compreensão as expressões foram designadas por F1, F2 e F3, em que as expressões F1 e F2 correspondem à compensação de V_{in} e a função F3 corresponde à compensação de V_{out} .



$$F1 \rightarrow \frac{\partial \dot{m}}{\partial u} = -0,4162 \times (p-3) + 0,03997 \times (p-3) + 10,48$$

$$F2 \rightarrow \frac{\partial \dot{m}}{\partial u} = -0,03p + 10,57$$

$$F3 \rightarrow \frac{\partial \dot{m}}{\partial u} = 1,512p - 0,0522$$

Figura 43 – Controlador proporcional com compensações

Uma vez implementado o controlador com as devidas compensações, foi-se analisar o tipo de resposta que o sistema controlado apresentava.

A Figura 44 mostra a dinâmica da resposta no caso de se ter um incremento de pressão.

A dinâmica que se obteve é muito parecida com a que se tinha obtido no caso do controlador proporcional sem compensações, Figura 29. No caso do controlador que se está a analisar agora a referência é atingida em aproximadamente 2 s, o que já denota uma melhoria relativamente ao controlador sem compensações de ganho.

Na Figura 45 são expostas as acções de controlo que se enviam a cada uma das válvulas no caso do ensaio anterior.

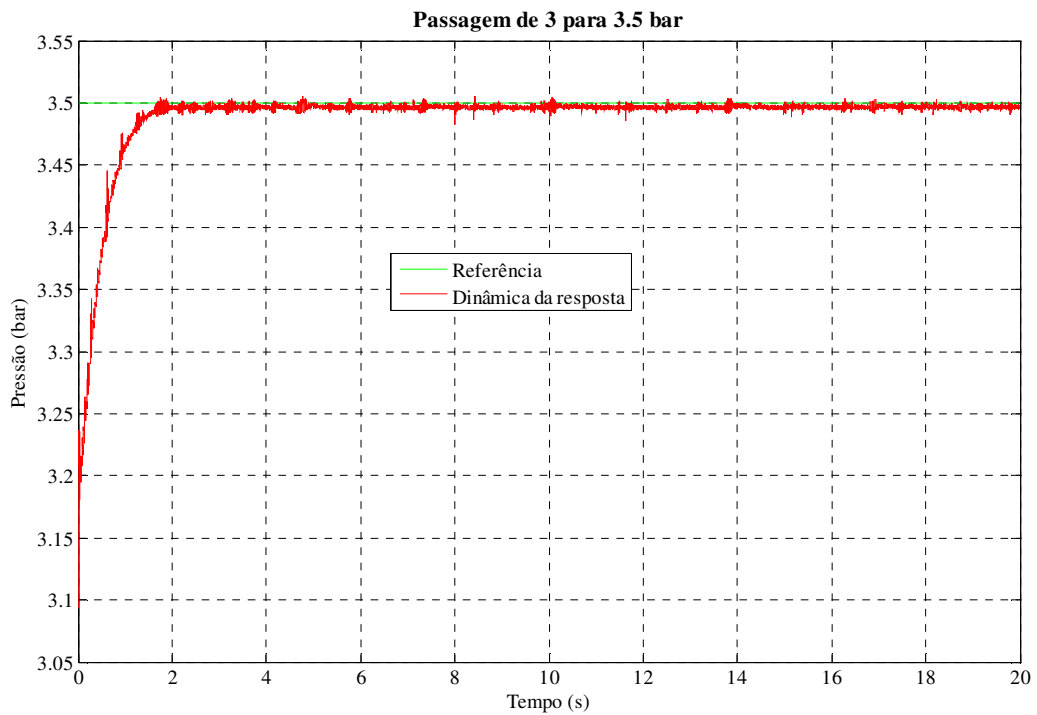


Figura 44 – Curva de resposta numa situação de incremento da pressão com o controlador proporcional com compensações

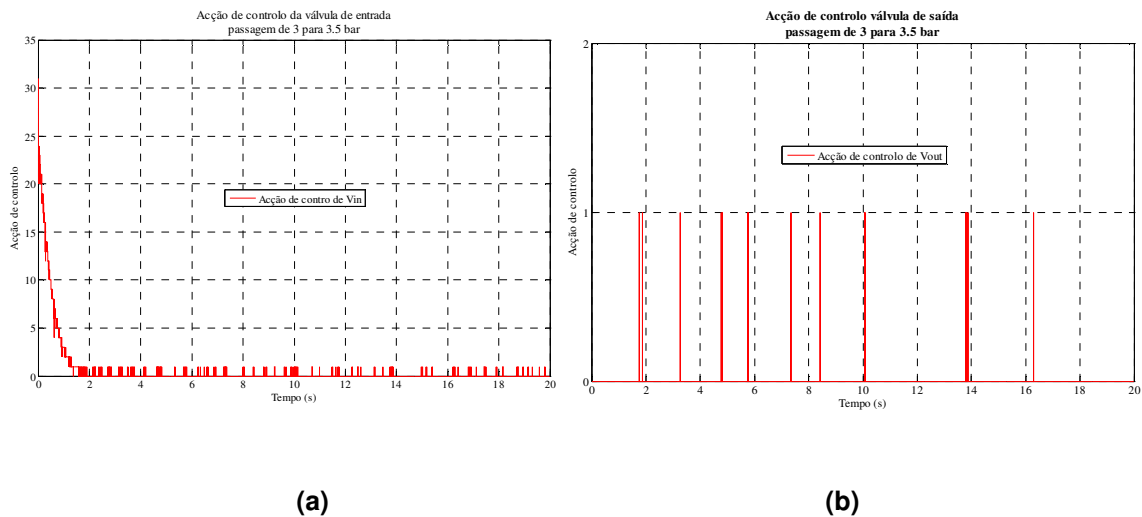


Figura 45 - Acção de controlo das válvulas no incremento de pressão com o controlador proporcional com compensações

Na Figura 46 está representada a resposta do sistema, numa situação de decremento de pressão.

Tal como no caso descrito anteriormente também a resposta dinâmica numa situação de decremento de pressão apresenta melhorias se compararmos as respostas do controlador proporcional sem, Figura 31, e com compensações, Figura 46.

As acções de controlo que são fornecidas às válvulas na situação de decremento de pressão são as apresentadas na Figura 47.

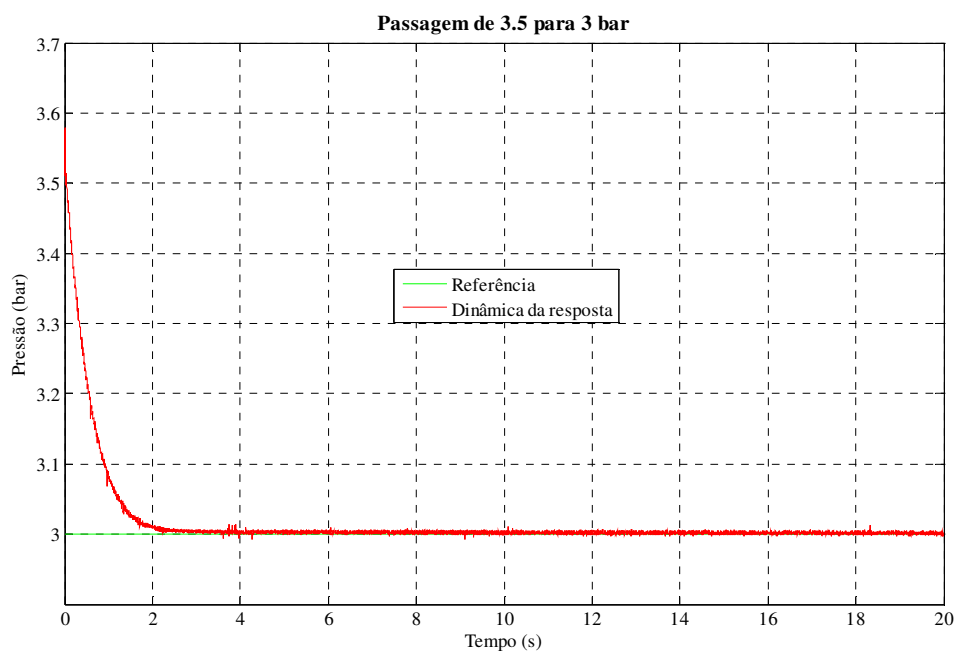


Figura 46 – Curva de resposta numa situação de decremento da pressão com o controlador proporcional com compensações

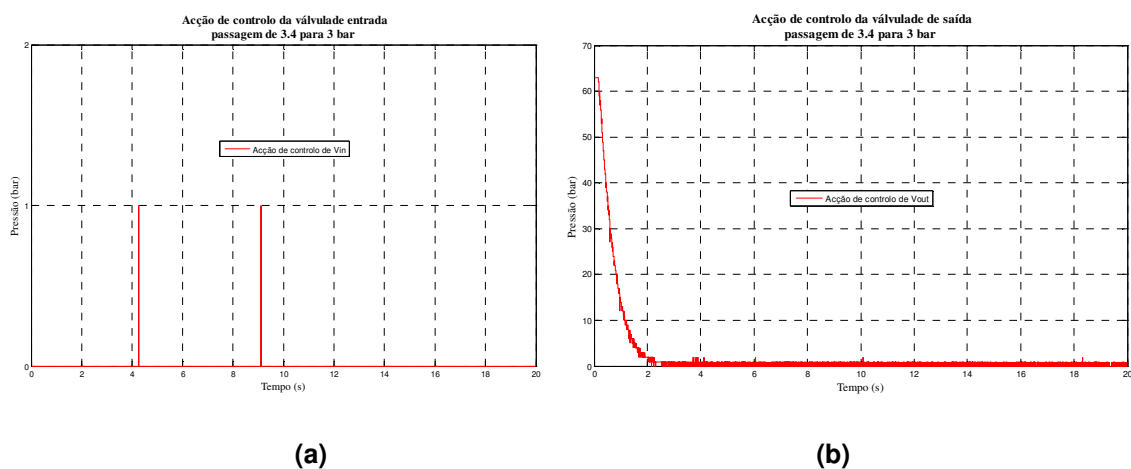


Figura 47 - Acção de controlo das válvulas no decremento de pressão com o controlador proporcional com compensações

Tal como no caso do controlador proporcional sem compensações, comparou-se a dinâmica da resposta quando a referência de pressão varia entre vários patamares. As Figuras 48 e 49 representam essas comparações.

Constata-se uma maior proximidade entre as curvas correspondentes a diferentes pressões, comparativamente com as curvas obtidas com o controlador sem compensações, (Figuras 33 e 34).

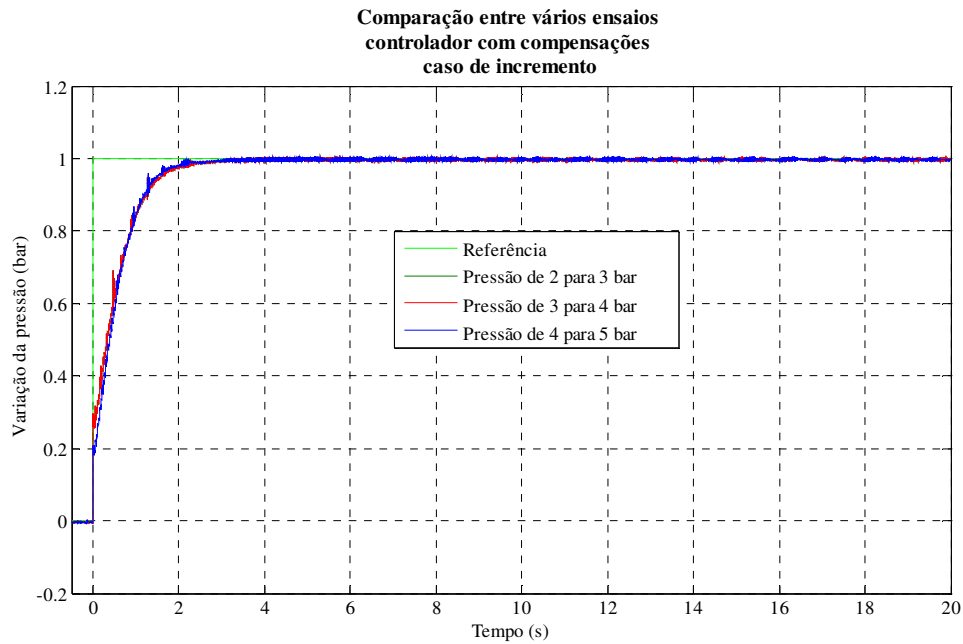


Figura 48 - Comparação entre várias curvas de resposta com incremento de pressão e Δp de 1 bar

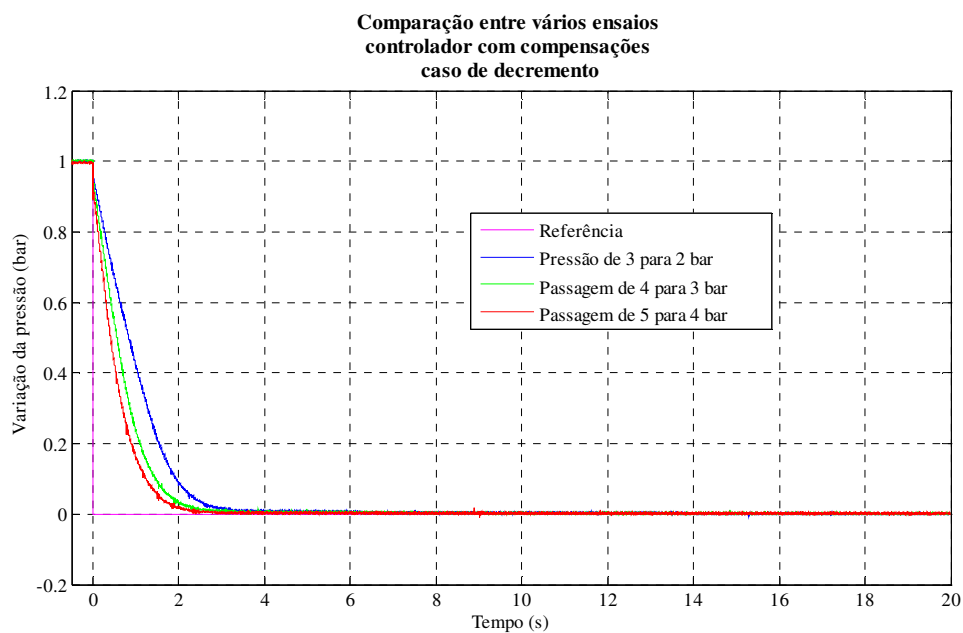


Figura 49 - Comparação entre várias curvas de resposta com decremento de pressão e Δp de 1 bar

Como as compensações de ganho que se implementaram no controlador proporcional deram bons resultados, foi-se averiguar a capacidade deste mesmo controlador compensar perturbações.

Nas Figuras 50 e 51 apresenta-se o comportamento do sistema quando se insere uma perturbação no mesmo.

No caso da Figura 50 pode-se verificar que após a resposta estabilizar na referência, foi introduzida uma perturbação por volta de $t=30$ s.

Como se concluí da figura, o controlador não teve capacidade para rejeitar a perturbação que lhe foi imposta.

A Figura 51 apresenta a situação descrita anteriormente mas para o caso de decrementos de pressão; do mesmo modo o controlador não teve capacidade de rejeitar a perturbação.

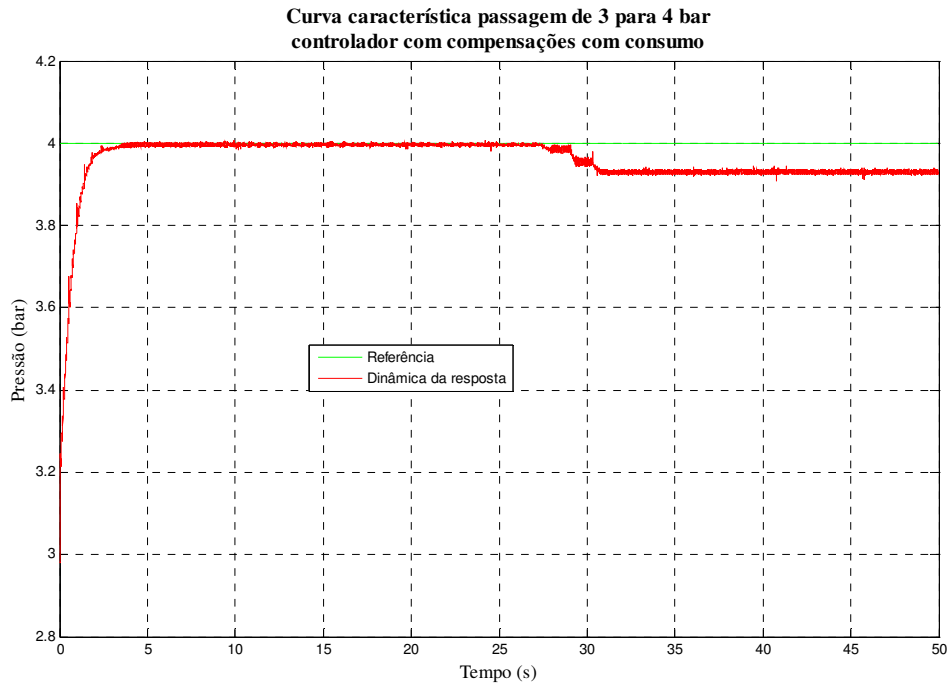


Figura 50 – Curva de resposta situação de incremento de pressão com consumo

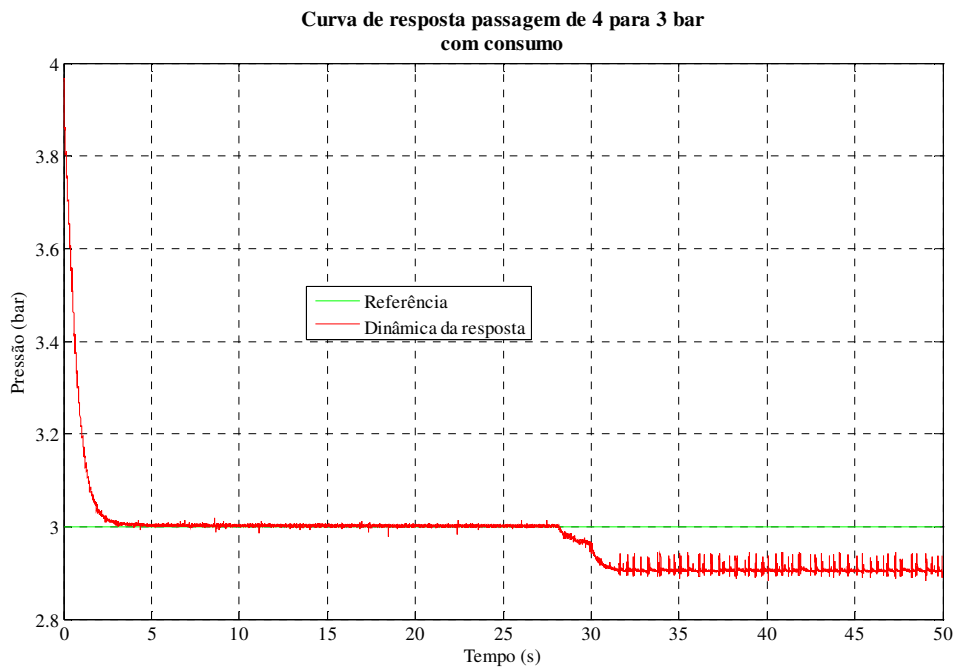


Figura 51 – Curva de resposta situação de decremento de pressão com consumo

3.3 Controlador proporcional com acção integral

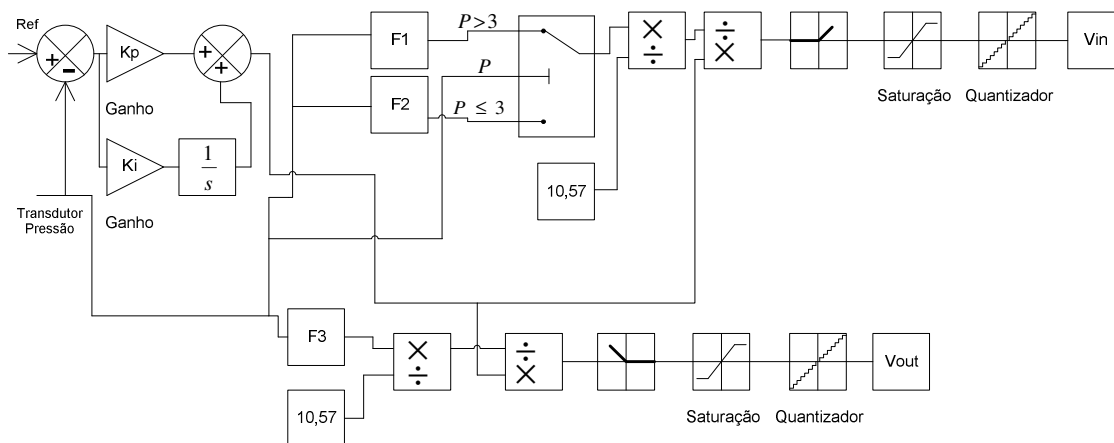
A fim de se conseguir obter um erro nulo mesmo quando existe perturbação no sistema foi imperativo a implementação de um controlador proporcional com acção integral.

Este controlador será idêntico ao anterior, diferindo apenas na introdução de uma acção integral. O controlador que se desenvolveu e implementou apresenta-se na Figura 52.

O ajuste dos ganhos foi realizado experimentalmente e os resultados que se obtiveram encontra-se na Tabela 7.

Tabela 7 – Valores dos ganhos do controlador PI

Ganho	Valor
Kp	50
Ki	10



$$F1 \rightarrow \frac{\partial m}{\partial u} = -0,4162 \times (p - 3)^2 + 0,03997 \times (p - 3) + 10,48$$

$$F2 \rightarrow \frac{\partial m}{\partial u} = -0,03 p + 10,57$$

$$F3 \rightarrow \frac{\partial m}{\partial u} = 1,512 p - 0,0522$$

Figura 52 - Controlador proporcional com acção integral

Antes de se testar a resposta do controlador a uma perturbação que será imposta ao sistema, foi-se analisar a resposta do sistema controlado sem perturbação.

As Figuras 53 e 55 mostram a resposta no caso de se impor um incremento de pressão no primeiro caso e um decréscimo de pressão no segundo caso.

Como se pode averiguar nessas figuras, a resposta dinâmica é mais lenta do que no caso do controlador proporcional com compensações. O controlador com acção integral apresenta ainda um “overshoot”.

Nas Figuras 54 e 56 são apresentadas as acções de controlo das válvulas nas situações anteriores.

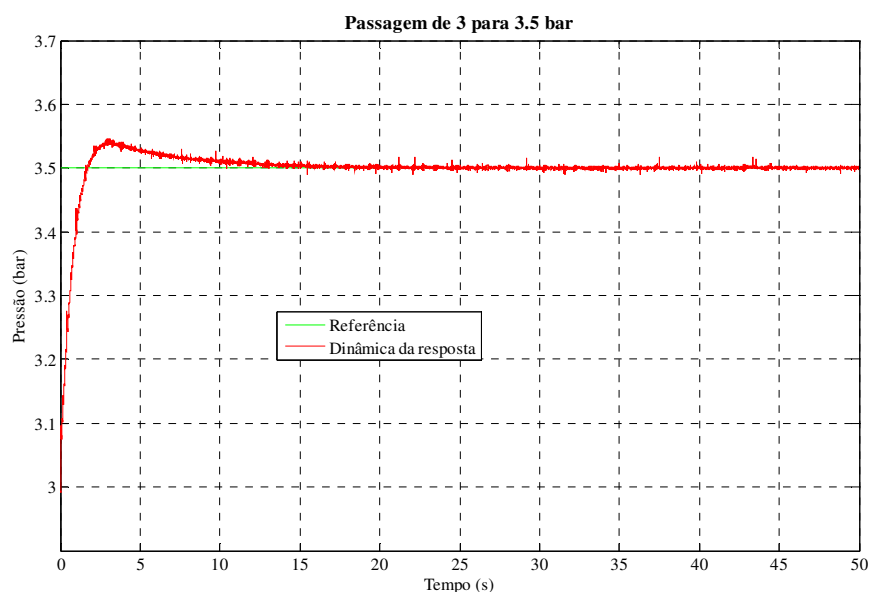


Figura 53 – Curva de resposta controlador PI com incremento de pressão e sem consumo

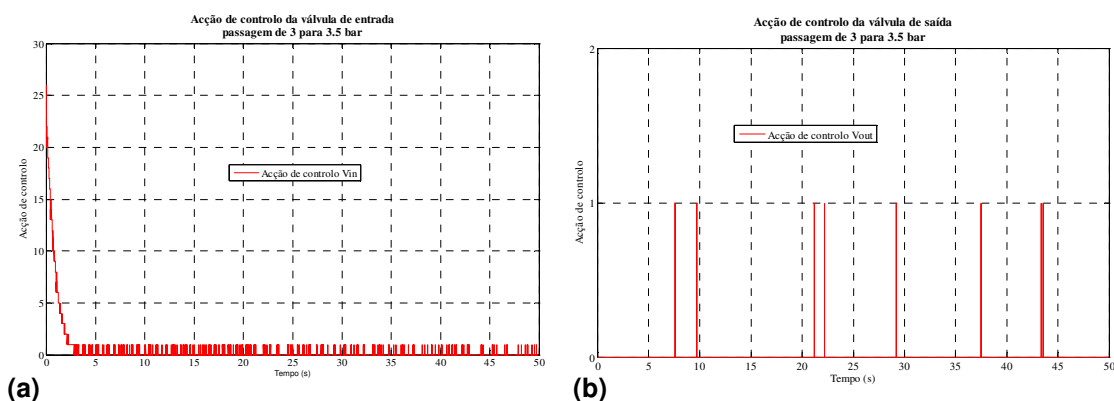


Figura 54 – Acções de controlo das válvulas para o controlador PI com incremento de pressão e sem consumo

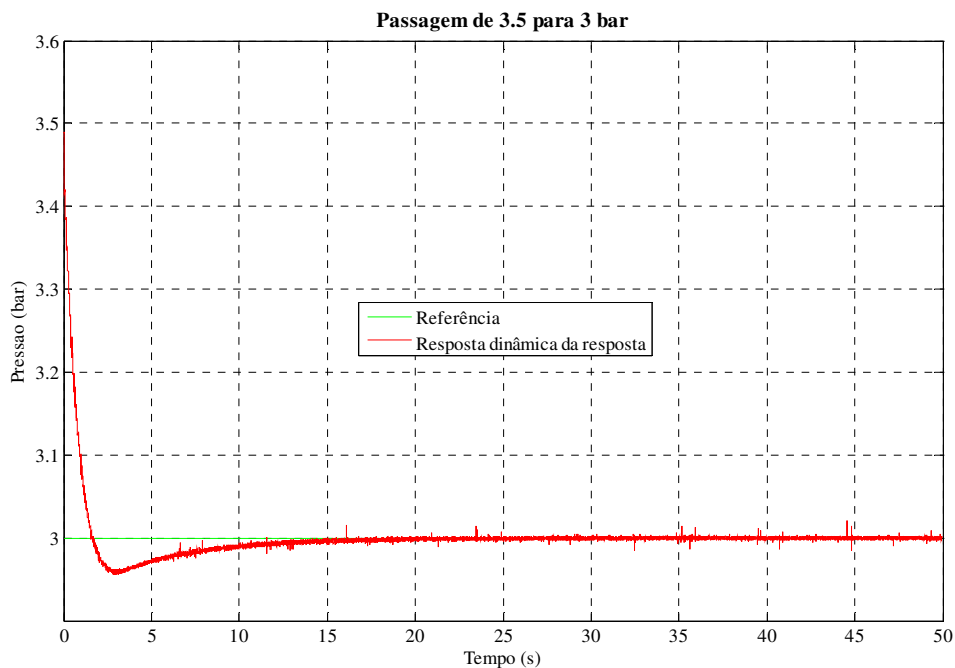


Figura 55 – Curva de resposta controlador PI com decremento de pressão e sem consumo

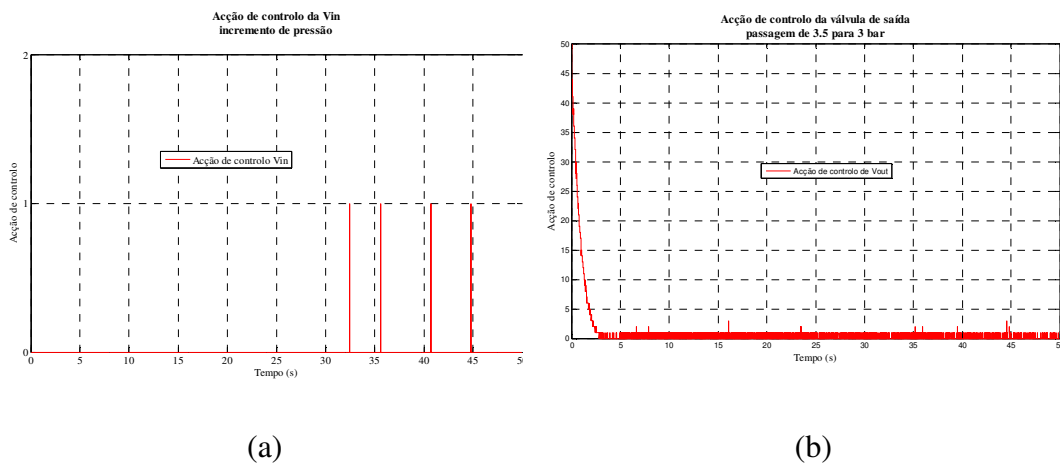


Figura 56 – Acções de controlo das válvulas para o controlador PI com decremento de pressão e sem consumo

De seguida vai-se analisar o comportamento do controlador proporcional com acção integral no caso de se inserir uma perturbação no sistema, implementada abrindo a válvula manual existente no esquema da Figura 1, com um valor constante.

Na Figura 57 encontra-se a resposta do controlador PI com uma perturbação inserida no sistema.

Antes de se introduzir a perturbação deixou-se a resposta estabilizar, após esta ter estabilizado e por volta de $t=30$ s introduziu-se a perturbação no sistema. Como se verifica a dinâmica voltou a atingir a referência 5 s depois.

A Figura 58 representa as ações de controlo das válvulas no ensaio anterior.

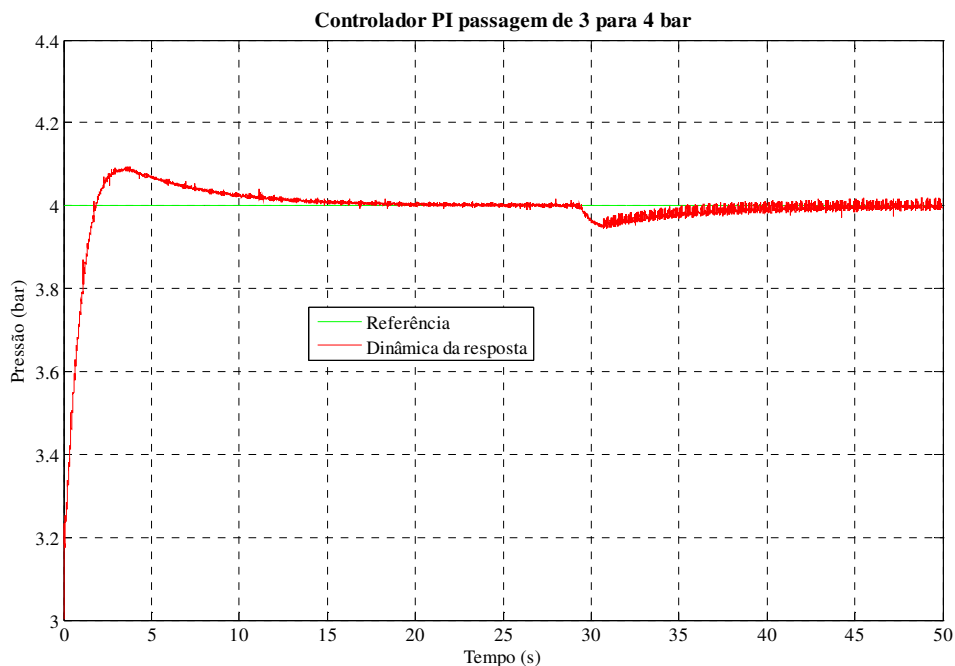


Figura 57 – Curva de resposta do controlador PI com incremento de pressão e perturbação

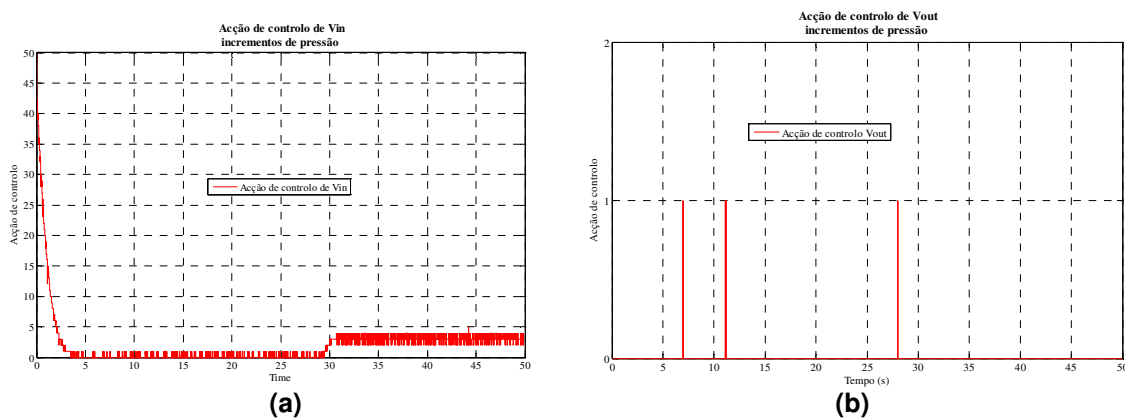


Figura 58 – Ações de controlo das válvulas controlador PI incremento de pressão e com perturbação

A Figura 59 apresenta o comportamento da resposta no caso de se estar a solicitar um decréscimo de pressão ao controlador e quando se introduz uma perturbação em $t \approx 30$ s.

Verifica-se que tal como no caso anterior o controlador teve capacidade para compensar a perturbação.

As acções de controlo dadas às válvulas são as que se encontram representadas na Figura 60. Pode-se aferir que quando se introduz a perturbação a válvula de entrada é mais solicitada do que a válvula de saída, dada a necessidade de compensar a fuga introduzida.

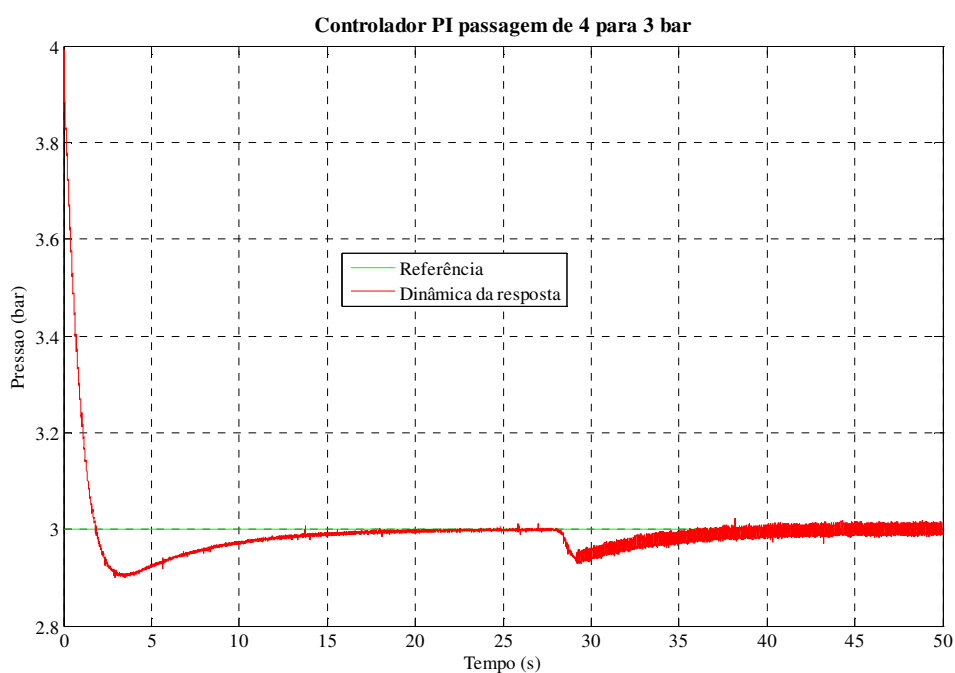
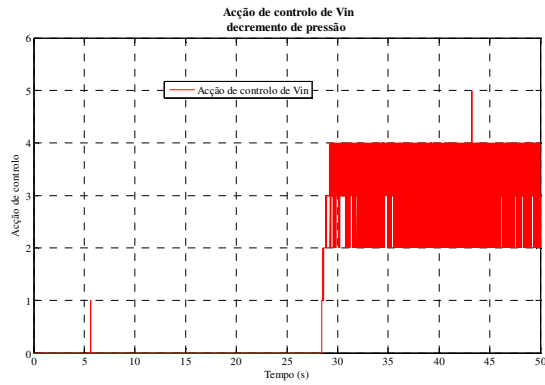
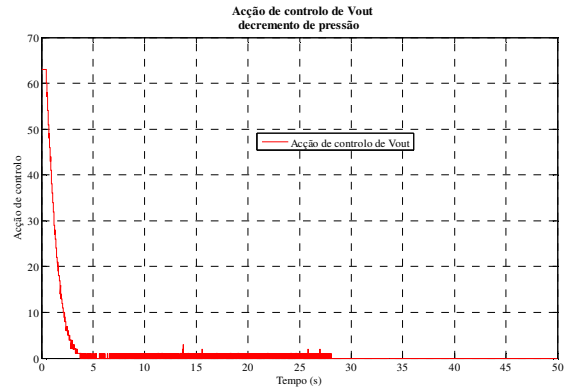


Figura 59 - Curva de resposta do controlador PI com decréscimo de pressão e perturbação



(a)



(b)

Figura 60 - Acções de controlo das válvulas controlador PI decremento de pressão e com perturbação

4 Conclusões e trabalhos futuros

Nesta secção serão apresentadas as principais conclusões a que se chegaram após a execução deste trabalho, assim como algumas sugestões para trabalhos futuros.

4.1 Principais conclusões do trabalho

O tema deste trabalho é a implementação de um controlador de pressão para o ar dentro de um reservatório, utilizando válvulas proporcionais digitais.

Ao longo desta dissertação foi referido que estas válvulas possuem características não muito comuns em válvulas on/off: cada válvula é constituída por nove pequenas válvulas alojadas no seu interior, permitindo obter uma combinação alargada de caudais.

O segundo capítulo desta dissertação trata a caracterização das válvulas já referidas. Para se efectuar esta caracterização recorreu-se ao modelo de uma restrição quando atravessada por um fluido compressível, este modelo prevê o conhecimento de dois parâmetros que são a condutância sónica (C) e a razão de pressões crítica (b).

Para proceder à caracterização das válvulas foram abordados dois modelos. O primeiro dos modelos pressupõe que as restrições existentes na válvula eram apenas as correspondentes às restrições de cada bit, sendo que o efeito das restrições de entrada (R_m) e de saída (R_j) da válvula é desprezável. Este pressuposto foi considerado válido aquando do ensaio individual das restrições, ao passo que quando se ensaiaram as restrições combinadas entre si, dando origem a caudais elevados, a importância de R_m deixou de ser desprezável.

No seguimento do modelo anterior, surge um segundo modelo, modelo esse que além das seis restrições correspondentes aos bits que as activam, viu incluída uma nova restrição a montante (R_m) que como se constatou no ensaio do primeiro modelo, é importante quando se pedem caudais elevados.

O segundo modelo utilizado para a caracterização das válvulas obteve bons resultados.

Seguidamente, nesta dissertação, foram desenvolvidos e implementados controladores para controlo da pressão do ar num reservatório. O primeiro dos controladores implementados foi um controlador proporcional clássico e os resultados obtidos com este controlador não foram os desejados, o que se deve ao facto de as válvulas possuírem não linearidades. Para compensar essas não linearidades foram construídas curvas características para a obtenção da variação do ganho de caudal com a pressão, de modo a minimizar os efeitos dessas não linearidades.

Os ganhos de caudal obtidos tanto para a válvula de entrada V_{in} , como para a válvula de saída V_{out} , foram incluídos no segundo controlador implementado. Este segundo controlador continua a ser um controlador proporcional clássico, mas desta vez com compensações de ganho. Os resultados obtidos com o segundo controlador foram satisfatórios, mas como este não tem capacidade para rejeitar perturbações, foi necessário desenvolver um terceiro controlador que o fizesse.

O terceiro controlador desenvolvido e implementado foi um controlador proporcional com acção integral. Este controlador apresenta algum “overshoot”, e uma dinâmica da resposta mais lenta, ao passo que ao nível das perturbações tem capacidade de as rejeitar.

Assim os objectivos propostos para esta dissertação foram atingidos com sucesso.

4.2 Trabalhos futuros

Esta dissertação tentou explorar algumas possibilidades proporcionadas pelas válvulas proporcionais digitais, certamente existem ainda questões relacionadas com esse aspecto que poderão ser exploradas.

No caso do presente trabalho a modulação do sinal foi feito por *pulse code modulation* (PCM), em futuros trabalhos poder-se-á modular o sinal através de *pulse width modulation* (PWM), *pulse frequency modulation* (PFM) ou até mesmo através de *delta sigma modulation*.

Certamente que será também interessante utilizar outros modelos para a caracterização das válvulas.



Finalmente deixa-se como sugestão o desenvolvimento e implementação de controladores não lineares.

5 Bibliografia

1. **Matrix valves**, Valves Technical information, 2005, Matrix Mechatronics.
2. **Hastings Instruments**, Flowmeters /Controllers Instruction Manual, 2009, Teledyne Hastings Instruments.
3. **Pedro, R.**, Controlo Não Linear de um Servo-Mecanismo Pneumático, 2004, MSc thesis, Universidade do Porto, Porto, Portugal.
4. **ISO 6358 Standard**, Pneumatic fluid power – components using compressible fluids – Determination of flow rate characteristics, 1989, International Organization for Standardization.
5. **Beater, P.**, Pneumatic Drives System Design, Modelling and Control, 2007, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN-10 3-540-69470-6.