

Jorge Manuel Moutinho Neves Moreira de Pinho



Universidade do Porto

Faculdade de Engenharia

**FEUP**

**ESTUDO E DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS  
DE FUNCIONAMENTO DE UMA VÁLVULA DE CONTROLO**

Orientador na FEUP: Prof. Armando Santos

Dissertação submetida à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto para a obtenção  
de grau de mestre em Engenharia Mecânica

Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Fevereiro de 2009

*À minha mãe*

## RESUMO

As válvulas são equipamentos mecânicos que desempenham um importante papel no controlo de sistemas que envolvem o escoamento de fluidos. A sua correcta caracterização, implementação e dimensionamento em cada situação é essencial para um bom funcionamento dos sistemas, sendo por isso extremamente importante conhecer o comportamento de diferentes tipos de válvulas, tendo em vista a selecção da mais adequada para uma dada aplicação.

Em geral, as válvulas são consideradas como dispositivos que introduzem uma perda de carga num escoamento fazendo variar o caudal na instalação. Esta simplificação faz com que muitas das vezes as válvulas sejam mal dimensionadas reduzindo a eficiência do sistema.

No universo das válvulas, as destinadas a operações de controlo têm vindo a assumir um papel preponderante na indústria, pois a sua utilização permite aumentar significativamente a eficiência de um sistema, em detrimento de outros tipos de válvulas manuais, que normalmente requerem a intervenção de um operador. Assim, é fundamental entender e caracterizar correctamente o comportamento de uma válvula de controlo de modo a que o seu processo de automatização seja eficiente. Normalmente, os fabricantes deste tipo de válvulas efectuem ensaios de modo a verificar os principais parâmetros do seu funcionamento. No entanto, na maior parte das vezes, essa informação não é transmitida na sua totalidade ao utilizador.

Este trabalho, para além de proporcionar um conhecimento exaustivo sobre o comportamento das válvulas, onde se pretende realçar a importância dos diferentes factores que interferem no seu desempenho; tem uma importante componente prática, dada a necessidade de projectar e implementar uma instalação experimental que permita a determinação dos principais parâmetros de funcionamento de uma válvula de controlo em conformidade com a norma IEC 60534-2-3.

As análises e conclusões devem proporcionar um melhor conhecimento dos parâmetros de funcionamento da válvula de controlo testada, assim como verificar a adequabilidade da utilização da norma atrás referida.

## **ABSTRACT**

The valves are extremely important mechanical equipment in the control of any system. Its correct characterization, implementation and sizing in each situation allows to increase the efficiency of the system. It is therefore extremely important to identify different types of valves for different necessities of the system.

In general, the valves are considered as devices that introduce head losses on the system changing the flow rate. Many times, this simplification allows an incorrect sizing of the valve reducing the efficiency of the system.

For the last years, control valves have assumed a preponderant role in the industry, as its use allows significantly increasing of the system efficiency, in detriment of other manual valves that generally require the intervention of an operator. Thus, it is fundamental to understand and characterize the behavior of a control valve in order that its automation process becomes efficient. Control valves manufactures usually perform assays in order to verify the main parameters of the valve's functioning. However, several times this information is not transmitted to the user.

This work beyond providing an exhausting knowledge on the behavior of the valves where it intends to enhance the importance of the different factors that intervene on its performance; it has an important practical component given the necessity of project and implement an experimental installation that allows the determination of the main functioning parameters of a control valve in compliance with standard IEC 60534-2-3.

The analysis and conclusions shall provide a better knowledge of the tested valve's functioning, as well to verify the proper using of the standard IEC 60534-2-3.

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer ao Professor Armando Santos a orientação desta tese de dissertação, tendo colocado ao meu dispor todas as condições que tornaram possível a sua realização. Todos os ensinamentos que partilhou, das diversas áreas da Engenharia, foram fundamentais ao longo deste período e sem dúvida que terão uma grande importância no meu crescimento profissional e até mesmo pessoal.

No que diz respeito à implementação da instalação experimental, agradeço ao INEGI, Instituto Nacional de Engenharia Mecânica, que colocou ao meu dispor o laboratório de Combustão por intermédio do Professor Carlos Pinho, e, em especial, ao Eng. Vítor Ferreira pela disponibilidade e aconselhamento durante todo este tempo.

Por último, gostava de agradecer à minha mãe que tornou possível, ao longo destes anos, a minha formação e crescimento pessoal.

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	DESCRIÇÃO E FUNDAMENTAÇÃO DA TESE.....	1
1.2	ORGANIZAÇÃO DA TESE.....	2
<b>2</b>	<b>VÁLVULAS: ENQUADRAMENTO TEÓRICO.....</b>	<b>3</b>
2.1	INTRODUÇÃO .....	3
2.2	CLASSIFICAÇÃO DAS VÁLVULAS .....	3
2.2.1	Função .....	3
2.2.2	Aplicação .....	4
2.2.3	Movimento.....	5
2.3	CARACTERÍSTICAS DAS VÁLVULAS .....	6
2.3.1	Coefficiente de Escoamento $K_V$ .....	6
2.3.2	Características do escoamento .....	7
2.3.2.1	Característica inerente.....	7
2.3.2.2	Característica instalada.....	8
2.4	EQUAÇÕES DE DIMENSIONAMENTO DE VÁLVULAS .....	12
2.4.1	Introdução dimensionamento válvulas.....	12
2.4.2	Equações dimensionamento para fluídos incompressíveis – Regime turbulento.....	14
2.4.2.1	Escoamento Turbulento normal – IEC 60534-2-1 .....	15
2.4.2.2	Escoamento Turbulento limite – IEC 60534-2-1 .....	15
2.4.3	Equações dimensionamento para fluídos compressíveis – Regime turbulento.....	15
2.4.3.1	Escoamento turbulento normal – IEC 60534-2-1 .....	17
2.4.3.2	Escoamento turbulento limite <i>choked flow</i> – IEC 60534-2-1.....	17
2.4.4	Equações dimensionamento para regime não turbulento – IEC 60534-2-1 .....	17
2.4.5	Parâmetros de dimensionamento das válvulas.....	18
2.4.5.1	Factor de recuperação de pressão $F_L$ .....	18
2.4.5.2	Coefficiente de cavitação $x_{FZ}$ e $K_C$ .....	20
2.4.5.3	Factor de pressão crítica $F_F$ .....	21
2.4.5.4	Factor de expansão $Y$ .....	22
2.4.5.5	Factor de compressibilidade $Z$ .....	23
2.4.5.6	Factor do coefficiente de pressão diferencial em <i>choked flow</i> $x_T$ .....	24
2.4.5.7	Factor do número de Reynolds $F_R$ .....	24
2.4.6	Síntese das equações de dimensionamento .....	26
2.5	PROBLEMAS COMUNS EM VÁLVULAS.....	29
<b>3</b>	<b>INSTALAÇÃO E EQUIPAMENTOS.....</b>	<b>32</b>
3.1	INTRODUÇÃO .....	32

<b>3.2</b>	<b>CARACTERÍSTICAS DA INSTALAÇÃO SEGUNDO A NORMA IEC 60534-2-3</b>	<b>32</b>
<b>3.3</b>	<b>DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO ADOPTADA</b>	<b>34</b>
3.3.1	Dimensionamento da Válvula de Controlo de Teste	37
<b>3.4</b>	<b>DESCRIÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO</b>	<b>37</b>
3.4.1	Sistema de Medição de Pressão	38
3.4.2	Sistema de Medição de Caudal	40
3.4.3	Sistema de Medição do Posicionamento da Válvula	41
3.4.4	Sistema de Medição da Temperatura	41
<b>3.5</b>	<b>PROCEDIMENTOS DE CALIBRAÇÃO</b>	<b>42</b>
<b>3.6</b>	<b>ANÁLISE DE INCERTEZAS</b>	<b>44</b>
3.6.1	Incertezas Associadas às Medições de Pressão	45
3.6.2	Incertezas Associadas às Medições de Caudal	47
3.6.3	Incertezas Associadas às Medições do Posicionamento da Válvula	48
3.6.4	Incertezas Associadas às Medições da Temperatura	49
3.6.5	Incerteza Geral Associadas à Propagação de Erros no Cálculo dos Parâmetros da Válvula de Controlo	49
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>51</b>
<b>4.1</b>	<b>COEFICIENTE DE ESCOAMENTO <math>K_V</math></b>	<b>51</b>
<b>4.2</b>	<b>FACTOR DO NÚMERO DE REYNOLDS <math>F_R</math></b>	<b>54</b>
<b>4.3</b>	<b>FACTOR DE RECUPERAÇÃO <math>F_L</math></b>	<b>56</b>
<b>4.4</b>	<b>CARACTERÍSTICA DA VÁLVULA</b>	<b>58</b>
<b>5</b>	<b>FECHO</b>	<b>60</b>
<b>5.1</b>	<b>PRINCIPAIS CONCLUSÕES</b>	<b>60</b>
<b>5.2</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>61</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>62</b>
	<b>ANEXO A – CURVA CARACTERÍSTICA DA ELECTROBOMBA</b>	<b>63</b>
	<b>ANEXO B - CONSTANTES NUMÉRICAS</b>	<b>64</b>
	<b>ANEXO C – COMPLEMENTOS DA ANÁLISE DE INCERTEZAS</b>	<b>65</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema de controlo automático constituído por: Sensor (T – Temperatura, P – Pressão, Q – Caudal), controlador e elemento final de controlo (Válvula com actuador). ...4	4
Figura 2 - Exemplos de alguns tipos de válvulas e seus componentes. 1- Obturador de válvula de macho esférico; 2- Válvula de macho esférico; 3- Válvula linear, de globo, de sede simples. ....5	5
Figura 3 - Características inerentes do escoamento: linear e igual percentagem. ....7	7
Figura 4 – Curvas características escoamento e respectivas formas do obturador. (Skousen, 2004, pp. 20-21).....8	8
Figura 5 - Esquema da instalação. ....9	9
Figura 6 - Curva característica da bomba. ....9	9
Figura 7 - Característica inerente utilizando as definições matemáticas expressas nas equações ( 2 ) e ( 4 ). No caso da característica de igual percentagem, assumiu-se um caudal mínimo controlável $Q_0$ de 2%. ....10	10
Figura 8 - Característica inerente linear. ....11	11
Figura 9 - Característica inerente de igual percentagem. ....11	11
Figura 10 – Ilustração da secção de teste. ....13	13
Figura 11 - Diagrama do caudal de um fluido incompressível em função da raiz quadrada da pressão diferencial $\sqrt{\Delta p}$ aplicada à válvula, para uma pressão a montante constante. (Parcol).....14	14
Figura 12 - Diagrama do caudal de um fluido compressível em função da raiz quadrada do coeficiente de pressão diferencial $\sqrt{x} = \sqrt{\Delta p/p_1}$ , submetida a uma pressão a montante $p_1$ constante. (Parcol) .....16	16
Figura 13 - Comparação entre duas válvulas de igual coeficiente de escoamento $K_v$ mas com factores de recuperação $F_L$ diferentes, sob as mesmas condições de pressão a montante $p_1$ . (Parcol).....19	19
Figura 14 - Valores típicos do factor de recuperação de pressão $F_L$ em função do coeficiente de escoamento percentual, para diferentes tipos de válvulas fabricadas pela (Parcol).....20	20
Figura 15 - Determinação do coeficiente de cavitação incipiente através da medição da pressão sonora. $\Delta p_{tr}$ é o valor de $\Delta p$ onde ocorre a transição de não cavitação para cavitação. (retirado da norma IEC 60534-8-2) .....21	21
Figura 16 - Factor de pressão crítica $F_F$ . Norma IEC 60534-2-1 .....22	22
Figura 17 – Factor de expansão $Y$ . (Parcol).....23	23
Figura 18 – Factor de compressibilidade $Z$ , para pressões reduzidas $p_r \leq 6$ e $p_r \leq 40$ . (Skousen, 2004, pp. 311-312).....24	24
Figura 19 – Factor do número de Reynolds $F_R$ em função de $Re_V$ para diferentes válvulas 1, 2, 3, 4. (Retirado da norma IEC 60534-2-1 pág. 21). ....25	25
Figura 20 – Diagrama de blocos para o dimensionamento de uma válvula de controlo – fluido incompressível. ....27	27

Figura 21 – Diagrama de blocos para o dimensionamento de uma válvula de controlo – fluido compressível. ....	28
Figura 22- Localização da <i>vena contracta</i> do ponto de vista da restrição, pressão e velocidade. ....	29
Figura 23- Perda de carga de uma válvula para a situação de cavitação e <i>flashing</i> . ....	30
Figura 24- Descrição da instalação experimental – Norma IEC 60534-2-3. ....	32
Figura 25- Requisitos da tubagem da secção de teste – Norma IEC 60534-2-3 ....	33
Figura 26- Recomendações das ligações das tomadas de pressão – Norma IEC 60534-2-3 ...	34
Figura 27 – Foto tirada no piso superior ao laboratório. 1- Reservatório de água; 2- Electrobomba; 13- Mangueira de retorno. ....	35
Figura 28 – Foto tirada no laboratório – Banca de ensaios na zona de teste. ....	35
Figura 29 – Esquema da instalação experimental: 1- Reservatório de água; 2- Electrobomba; 3- Válvula de corte; 4- Válvula de controlo; 5- Válvula de corte; 6- Redutor de pressão; 7- Transmissor de caudal do tipo turbina; 8- Válvula de teste; 9- Válvula de ajuste fino; 10- Válvula de corte; 11- Tubo em INOX 22 mm; 12- Tubo em PVC 15 mm; 13- Mangueira de retorno; 14- Zona de teste; 15- Mangueira. ....	36
Figura 30- Foto da válvula de controlo testada. Modelo R213 da Belimo equipada com actuador eléctrico LR24-SR. ....	37
Figura 31 – Foto tirada na banca de ensaios. No cimo da imagem é possível ver o transdutor de pressão diferencial. Do lado esquerdo, o manómetro de mercúrio em U. Entre a válvula testada e o transdutor de pressão diferencial encontra-se o transdutor de pressão que media a pressão a montante da válvula de teste. Na medição das diferenças de pressão, intercalou-se uma válvula estabilizadora entre as duas tomadas de pressão. ....	39
Figura 32- Foto do computador equipado com processador Intel 324. ....	39
Figura 33 – Foto da placa terminal PCLD-8115 da Advantech. Foram adquiridas as tensões geradas pelo transdutor de pressão 1, transdutor de pressão diferencial 2, transmissor de caudal tipo turbina 4, posicionador do actuador da válvula de controlo 6. ....	40
Figura 34 – Foto do transmissor de caudal tipo turbina colocado antes da válvula de teste. ....	41
Figura 35 – Instalação da calibração do transdutor de pressão diferencial; 1-Transdutor de pressão diferencial, 2- Manómetro de mercúrio em U, 3- Válvula de macho esférico, 4- Válvula de ajuste fino, 5- Compressor da instalação de ar comprimido do laboratório. ....	42
Figura 36 - Curva de calibração do transdutor de pressão diferencial, modelo 630A da Dwyer. ....	43
Figura 37 - Curva de calibração do transmissor de caudal tipo turbina, modelo DFT-990 da Parker. ....	44
Figura 38 - Característica Inerente da válvula testada. ....	54
Figura 39 - Relação entre caudal $Q$ e $\sqrt{\Delta p}$ , para situações de baixo caudal procurando identificar um regime não turbulento. ....	55
Figura 40 - Variação de $F_L$ em função do valor relativo do coeficiente de escoamento. ....	58

Figura 41 - Caudal máximo permitido pela instalação em função da abertura a válvula testada. .... 59

Figura 42 -  $\Delta$  - Característica inerente da válvula.  $\square$  - Característica instalada. .... 59

## LISTA TABELAS

Tabela 1 - Cálculo dos coeficientes de escoamento  $K_V$  para os diferentes caudais representados na Figura 7. .... 10

Tabela 2 - Identificação dos diferentes equipamentos de medição utilizados. .... 38

Tabela 3 - Descrição e identificação dos erros associados aos três equipamentos de medição de pressão. .... 46

Tabela 4 – Descrição e identificação dos erros associados ao transmissor de caudal tipo turbina 4. .... 47

Tabela 5 - Descrição e identificação dos erros associados ao sistema de medição de caudal (5), constituído pela balança digital, recipiente e cronómetro digital. .... 48

Tabela 6 - Descrição e identificação dos erros associados às medições do posicionamento da válvula. .... 49

Tabela 7 - Propagação de erros na equação geral do coeficiente de escoamento  $K_V$ . .... 49

Tabela 8 - Incertezas associadas ao coeficiente de escoamento  $U_{K_V}$ . .... 50

Tabela 9 - Propagação de erros na equação geral do factor de recuperação  $F_L$ . .... 50

Tabela 10 - Incertezas associadas ao factor de recuperação  $U_{F_L}$ . .... 50

Tabela 11 - Resultados dos 44 ensaios efectuados para a determinação do coeficiente de escoamento  $K_V$  e respectivas incertezas. .... 52

Tabela 12 - Resultados dos ensaios efectuados para a determinação do factor do número de Reynolds para a posição de abertura de 100%. .... 55

Tabela 13 - Resultados dos ensaios efectuados para a determinação do factor de recuperação  $F_L$  e respectivas incertezas. .... 57

## LISTA DE SÍMBOLOS

A nomenclatura utilizada neste relatório será a seguinte:

<i>Símbolo</i>	Descrição	Unidade
$\rho_1/\rho_0$	Densidade ( $\rho_1/\rho_0 = 1,0$ para água a 15°C)	1
$B_r$	Estimativa, com intervalos de confiança de 95%, do limite para o erro fixo de um dado resultado ou variável ( $r$ )	
$d$	Diâmetro nominal da válvula	mm
$D$	Diâmetro interno da tubagem	mm
$D_0$	Diâmetro do orifício da válvula	mm
$D_1$	Diâmetro interno da tubagem a montante	mm
$D_2$	Diâmetro interno da tubagem a jusante	mm
$F_D$	Factor de alteração da geometria da válvula	1
$F_F$	Factor de pressão crítica	1
$F_L$	Factor de recuperação de pressão	1
$F_p$	Factor de geometria da tubagem	1
$F_R$	Factor do número de Reynolds	1
$F_\gamma$	Factor de calor específico do fluido em relação ao ar	1
$H$	Posição de abertura da válvula	1
$K_C$	Coefficiente de cavitação constante	1
$K_V$	Coefficiente de escoamento	m <sup>3</sup> /h
$M$	Massa molecular do fluido	kg/kmol
$N$	Constantes numéricas	Várias (ver Nota)
$p_1$	Pressão medida a montante da válvula de teste.	bar
$p_2$	Pressão medida a jusante da válvula de teste.	bar
$p_c$	Pressão crítica do fluido	bar
$P_r$	Estimativa, com intervalos de confiança de 95%, do limite para o erro de precisão, ou aleatório, de um dado resultado ou variável ( $r$ )	
$p_r$	Pressão reduzida ( $p_1/p_c$ )	1
$p_v$	Pressão vapor do líquido (à temperatura a montante da válvula)	bar
$p_{vc}$	Pressão na <i>vena contracta</i>	bar
$Q$	Caudal volúmico para condições de pressão 1013,25 mbar e temperatura 288K	m <sup>3</sup> /h
$Re_V$	Número de Reynolds da válvula	1

$T_1$	Temperatura a montante da válvula	K
$T_c$	Temperatura crítica do fluido	K
$T_r$	Temperatura reduzida ( $T_1/T_c$ )	1
$U_r$	Incerteza global associada a um resultado ou variável ( $r$ )	
$x$	Coefficiente de pressão diferencial ( $\Delta p/p_1$ )	1
$x_{FZ}$	Coefficiente de cavitação incipiente	1
$x_T$	Factor do coeficiente de pressão diferencial em “choked flow”	1
$Y$	Factor de expansão	1
$Z$	Factor de compressibilidade	1
$\gamma$	Rácio do calor específico ( $\gamma = c_p/c_v$ )	1
$\Delta p$	Pressão diferencial entre tomadas de pressão a montante e jusante da válvula ( $p_1 - p_2$ )	bar
$\nu$	Viscosidade cinemática	m <sup>2</sup> /s
$\rho_1$	Massa volúmica do fluido a $p_1$ e $T_1$	kg/m <sup>3</sup>

NOTA: Ao longo do presente relatório surgirão várias equações que dependem de constantes numéricas  $N$ . Em anexo do presente relatório, apresenta-se uma tabela com os valores destas constantes numéricas. Para determinar a correcta unidade das constantes numéricas, deverá ser feita uma análise dimensional das equações correspondentes.

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 DESCRIÇÃO E FUNDAMENTAÇÃO DA TESE

A pergunta mais frequente ouvida em departamentos de engenharia de fabricantes de válvulas é, “Qual o caudal permitido pela válvula?”. Embora a informação sobre o fluido em questão, pressão e temperatura à entrada, queda de pressão muitas vezes não é incluída nesta questão, uma previsão precisa do caudal de uma válvula é sempre o seu parâmetro de maior importância. Tal como (Lovett, 1974) observou, “O correcto dimensionamento de uma válvula de controlo tem vindo a ser um problema desde que elas foram inventadas”. Inicialmente, as válvulas de controlo foram desenvolvidas para controlar o transporte de um fluido, sendo que ao longo dos anos, foi necessário estabelecer metodologias de dimensionamento de válvulas, bem como ser capaz de prever com precisão o caudal por elas permitido. Um incorrecto dimensionamento de uma válvula pode originar um caudal inferior ao inicialmente requerido no caso de subdimensionada, ou então originar custos desnecessários quando sobredimensionada.

Os avanços tecnológicos ocorridos nos últimos anos têm sido responsáveis por uma crescente automatização de sistemas industriais nomeadamente no que diz respeito a redes de transporte de fluidos. Nestas redes, a válvula de controlo desempenha um papel preponderante pois constitui, geralmente, o elemento final de controlo do sistema, sendo que o desempenho geral da instalação em causa irá depender significativamente do desempenho da válvula de controlo. Assim, torna-se necessário compreender e estudar o comportamento da válvula de controlo para diferentes tipos de solicitações.

Normalmente, as válvulas são consideradas como elementos mecânicos que introduzem uma perda de carga num escoamento, permitindo uma variação do caudal da instalação. Assim, muitas das vezes, duas válvulas diferentes são comparadas apenas em função do seu coeficiente de escoamento  $K_V$ , que basicamente estabelece o caudal volúmico de água a uma temperatura ambiente que atravessa a válvula para uma diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ) de 1 bar. Apesar de muito importante, por si só, o coeficiente de escoamento não é suficiente para um correcto dimensionamento da válvula, uma vez que para determinadas situações, outros factores como a sua geometria, condições de funcionamento e o próprio fluido de trabalho irão influenciar o comportamento da válvula.

Neste trabalho, pretende-se identificar todos os parâmetros e factores que influenciam o comportamento de uma válvula de controlo, bem como estabelecer uma metodologia capaz, se possível, de quantificá-los. A norma IEC 60534-2-1 estabelece um critério para o correcto dimensionamento de uma válvula de controlo em função de diferentes parâmetros que previamente deverão ser conhecidos, enquanto a norma IEC 60534-2-3 sugere um procedimento experimental para a quantificação e determinação desses mesmos parâmetros.

Estes parâmetros referidos anteriormente vão ser objecto de análise deste trabalho, sendo a sua quantificação e determinação experimental, o principal objectivo. Assim, o trabalho terá um cariz prático sendo necessária a implementação de uma instalação experimental capaz de ensaiar uma válvula de controlo, em vista à determinação dos seus parâmetros de funcionamento, a saber:

- Coeficiente de escoamento  $K_V$
- Factor de Reynolds  $F_R$
- Factor de recuperação  $F_L$

Uma vez que dependem da geometria da própria válvula, estes parâmetros deverão ser determinados para várias posições de abertura da válvula seleccionada.

Paralelamente aos parâmetros acima referidos, será determinada a curva característica inerente da válvula, bem como a característica instalada.

As análises e conclusões deverão proporcionar um melhor conhecimento dos parâmetros de funcionamento da válvula de controlo testada, assim como verificar a adequabilidade da utilização da norma IEC 60534-2-3.

## **1.2 ORGANIZAÇÃO DA TESE**

Para além do capítulo 1, onde é feita uma descrição da tese e fundamentação da sua importância, apresenta-se no capítulo 2, toda a teoria conhecida relativamente às válvulas, no que diz respeito à sua classificação, características e equações de dimensionamento utilizadas de acordo com a norma IEC 60534-2-1. No final do capítulo 2, são ainda mencionados alguns dos problemas mais comuns que ocorrem durante o funcionamento das válvulas.

Após uma revisão bibliográfica no capítulo anterior, no capítulo 3, pretende-se fazer uma descrição pormenorizada da instalação adoptada, sendo discutidos todos os equipamentos utilizados bem como explicada a metodologia adoptada na determinação dos diferentes parâmetros de interesse de válvula de controlo.

Seguidamente, são apresentados no capítulo 4 os resultados dos ensaios efectuados, bem como a sua respectiva análise. No último capítulo, o quinto, referem-se as principais conclusões do presente estudo bem como as sugestões para trabalhos futuros.

Finalmente, seguem-se a lista de referências e três anexos.

## 2 VÁLVULAS: ENQUADRAMENTO TEÓRICO

### 2.1 INTRODUÇÃO

Válvulas são dispositivos mecânicos desenvolvidos para direccionar, activar, parar, misturar ou regular o escoamento, pressão ou temperatura de um determinado fluido. As válvulas são desenvolvidas para aplicações de líquidos e gases.

Existe uma grande diversidade de válvulas que se podem classificar de acordo com a função, aplicação e/ou movimento que apresentam. Esta grande diversidade de válvulas permite que para uma dada situação mais do que uma válvula possa ser utilizada, desde pequenas válvulas que pesam cerca de 0,5 kg, até válvulas de grandes dimensões que podem chegar às 10 toneladas. Quanto às pressões envolvidas, as válvulas podem operar desde pressões próximas de vácuo até 900 bar. É por isso, essencial identificar as características de um dado sistema e encontrar a válvula que mais se adequa para esse sistema.

### 2.2 CLASSIFICAÇÃO DAS VÁLVULAS

Nesta subsecção pretende-se classificar as válvulas de acordo com as seguintes propriedades: função, aplicação e movimento.

#### 2.2.1 FUNÇÃO

As válvulas podem ser classificadas de acordo com a função que desempenham. Assim, podem ser inseridas em três grupos:

- Válvulas on-off – Função de bloquear ou permitir o escoamento.

Estas válvulas são utilizadas para iniciar ou parar um determinado processo. São geralmente válvulas manuais mas também podem ser automatizadas com a utilização de um actuador. As válvulas de segurança inserem-se neste grupo em situações que seja necessário parar imediatamente o sistema quando uma emergência ocorre.

- Válvulas anti retorno – O escoamento só se dá numa direcção.

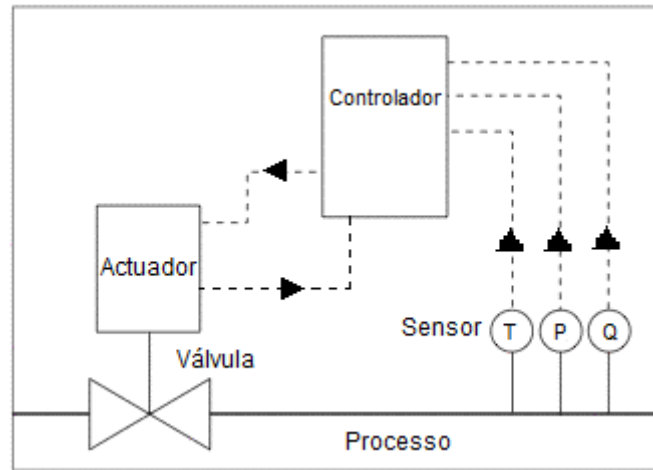
As válvulas anti retorno são utilizadas para impedir o escoamento do fluido na direcção oposta à pretendida. Podem ser usadas para proteger bombas ou compressores quando estes estão fora de serviço.

- Válvulas de controlo – Podem regular o caudal, temperatura ou pressão de serviço.

Estas válvulas permitem uma abertura variável da obstrução causada pela válvula. Embora muitas destas válvulas sejam manuais, algumas são equipadas por sistemas actuadores que permitem um excelente posicionamento e controlo automático. Estes sistemas recebem um determinado sinal do sistema de controlo e convertem-no num posicionamento específico da válvula através de uma fonte de energia exterior (ar, eléctrica, hidráulica,...).

As válvulas de controlo são geralmente utilizadas como elemento final de controlo do sistema. No caso da Figura 1, o elemento final de controlo do sistema que compreende um controlador e um sensor, consiste na válvula de controlo. O elemento sensor mede uma propriedade específica do escoamento (pressão, temperatura, caudal) e através de um transmissor, envia um sinal ao controlador. Por sua vez, o controlador com base na informação recebida do sensor e no algoritmo de controlo estabelecido para uma variável, envia um sinal para a

válvula de controlo que irá determinar a posição de abertura mais adequada. Para que haja um posicionamento correcto da válvula de controlo, é necessário que haja uma retroacção por parte da válvula de controlo através de um posicionador, que envia um sinal ao controlador, da posição real de abertura da válvula de controlo.



**Figura 1** – Sistema de controlo automático constituído por: Sensor (T – Temperatura, P – Pressão, Q – Caudal), controlador e elemento final de controlo (Válvula com actuador).

Neste trabalho pretende-se estudar as válvulas de uma forma geral, no entanto o seu objectivo central, centra-se na aplicação de válvulas de controlo.

A definição de válvula de controlo é muitas vezes ambígua uma vez que se confunde com o conceito de válvula reguladora. De acordo com (Skousen, 2004, p. 129), uma válvula de controlo (também conhecida por válvula de controlo automática) define-se como sendo uma válvula reguladora mas, quase sempre equipada por um sistema actuador que é desenvolvido para operar juntamente com um controlador. Tal como foi dito anteriormente, a válvula de controlo faz parte do elemento final de controlo do sistema que consiste na válvula de controlo, num elemento sensor e num controlador. Esta relação com o controlador é o que distingue as válvulas de controlo de outras válvulas reguladoras. Válvulas manuais e reguladores de pressão podem operar autonomamente em aplicações de regulação, enquanto a válvula de controlo não pode. Assim, uma válvula de controlo é uma válvula reguladora; mas nem todas as válvulas reguladoras são válvulas de controlo. As válvulas de controlo são normalmente constituídas por duas partes: o corpo da válvula e o sistema actuador.

## 2.2.2 APLICAÇÃO

De acordo com (Skousen, 2004, pp. 8-10), quanto à sua aplicação, as válvulas podem ser classificadas em 3 grupos:

- Válvulas de serviço - “*General service valves*” – Podem ser utilizadas em variadas aplicações sem a sua modificação. Operam em instalações de baixas pressões, temperaturas moderadas (entre -50 e 340°C), fluidos não corrosivos, e quedas de pressão em que não ocorra cavitação ou *flashing*<sup>1</sup>.
- Válvulas de serviço especial – “*Special service valves*” – São utilizadas em aplicações que não se enquadrem no ponto anterior. Altas pressões e temperaturas, utilização de fluidos corrosivos.

<sup>1</sup> O fenómeno de *flashing* será discutido na subsecção 2.5.

- Válvulas de serviço exigente – “*Severe service valves*” - São válvulas com características específicas para operarem em situações em que ocorra cavitação, *flashing*, escoamento sónico ou alto nível de ruído.

### 2.2.3 MOVIMENTO

É também possível classificar as válvulas quanto ao seu movimento. Assim, são classificadas em válvulas lineares quando a secção do orifício é modificada por meio de um movimento rectilíneo da haste de comando, e válvulas rotativas quando se trata de um movimento angular. Na Figura 2, o número 1 representa um obturador de uma válvula rotativa, o número 2 é um exemplo de uma válvula rotativa enquanto o número 3 representa uma válvula linear.



Figura 2 - Exemplos de alguns tipos de válvulas e seus componentes. 1- Obturador de válvula de macho esférico; 2- Válvula de macho esférico; 3- Válvula linear, de globo, de sede simples.

As válvulas lineares são mais utilizadas pois possuem uma maior versatilidade de aplicações do que as válvulas rotativas que normalmente são mais pequenas e têm limites de quedas de pressão inferiores para que não ocorram problemas de cavitação ou *flashing*.

## 2.3 CARACTERÍSTICAS DAS VÁLVULAS

Nesta secção serão discutidas e caracterizadas as válvulas. A caracterização das válvulas em geral é de extrema importância pois permitem prever o comportamento da válvula em questão para determinadas condições de funcionamento. Um dos parâmetros fundamentais da caracterização das válvulas é o coeficiente de escoamento que posteriormente permite a determinação das características do escoamento.

### 2.3.1 COEFICIENTE DE ESCOAMENTO $K_V$

O parâmetro utilizado para caracterizar uma determinada válvula é o coeficiente de escoamento da válvula, também conhecido pelo coeficiente da válvula  $K_V$ .

O coeficiente de escoamento da válvula é utilizado como critério de dimensionamento da válvula para uma dada aplicação, tendo em vista o caudal requerido. Os fabricantes de válvulas fornecem normalmente o coeficiente de escoamento, cujo valor pode variar geralmente até 10%, dependendo do tipo de válvula. No caso do coeficiente de escoamento  $K_V$  não ser calculado correctamente, a válvula não terá o seu melhor desempenho. Podem ocorrer duas situações:

- Se o coeficiente de escoamento  $K_V$  for inferior ao requerido pelo sistema, significa que a válvula foi subdimensionada e o processo pode não atingir o caudal requerido. Também podem ocorrer pressões à saída bastante elevadas o que poderá danificar equipamentos montados a jusante. Por outro lado, pode originar quedas de pressão elevadas que podem levar a problemas de cavitação ou *flashing*.
- No caso do coeficiente de escoamento  $K_V$  ser superior, significa que a válvula foi sobredimensionada e portanto o custo e o peso serão superiores. Além do custo, também podem ocorrer problemas de controlo do escoamento.

De acordo com a ISA – “*International Standard for Automation*” - define-se coeficiente de escoamento  $K_V$ , como sendo o caudal volúmico de fluído, expresso em  $\text{m}^3/\text{h}$  que passa através de uma válvula numa determinada posição de abertura, nas seguintes condições:

- Queda de pressão  $\Delta p$  ao longo da válvula de 1 bar.
- O fluído é água a uma temperatura compreendida entre 5 e 40 °C.
- O caudal volúmico  $Q$  é expresso em  $\text{m}^3/\text{h}$ .

A equação básica do coeficiente de escoamento  $K_V$  é:

$$K_V = Q \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{\Delta p}} \quad (1)$$

em que:

- $Q$  é o caudal volúmico expresso em  $\text{m}^3/\text{h}$ ;
- $\Delta p$  é a queda de pressão expressa em bar;
- $\rho$  é a massa específica do fluído expressa em  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;
- $\rho_0$  é a massa específica da água em  $\text{kg}/\text{m}^3$  (no caso da água a uma temperatura compreendida entre 5 e 40 °C temos que  $\rho/\rho_0 = 1$ ).

### 2.3.2 CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO

Cada válvula possui uma característica, que descreve a relação entre o caudal de fluido que passa através da válvula e a posição de abertura da válvula, para uma determinada queda de pressão. No caso do coeficiente de escoamento  $K_V$ , essa queda de pressão é constante e vale 1 bar. A característica de escoamento permite que a válvula controle o escoamento de modo previsível, o que é de extrema importância quando se usam válvulas de controle.

No entanto, o caudal não depende apenas da característica da válvula, mas também da queda de pressão ao longo da válvula. A característica de escoamento de uma válvula presente num sistema em que a queda de pressão é variável pode ser consideravelmente diferente da mesma característica de escoamento num sistema cuja queda de pressão seja constante. Quando a válvula opera com uma queda de pressão constante sem ter em conta os efeitos da tubagem (no caso de  $K_V$  a queda de pressão é de 1 bar), dizemos que a característica de escoamento é **inerente** e portanto o caudal é representado pelo coeficiente de escoamento  $K_V$ . No entanto, quando os efeitos da válvula e da tubagem são considerados em conjunto, a característica do escoamento passa a ser designada por característica de escoamento **instalada** pelo que neste caso o caudal não será igual ao coeficiente de escoamento  $K_V$ .

#### 2.3.2.1 CARACTERÍSTICA INERENTE

Os três tipos de características de escoamento **inerente** mais comuns são *igual percentagem*, *linear*, e *abertura rápida* cujas curvas típicas são apresentadas na Figura 3.  $K_V$  representa o coeficiente de escoamento para uma dada posição,  $K_{VS}$  representa o coeficiente de escoamento quando a válvula está totalmente aberta, e  $H$  representa a posição de abertura da válvula. É importante lembrar, que as características de escoamento inerentes são determinadas para uma queda de pressão constante ao longo da válvula de 1 bar, pelo que o caudal é representado pelo coeficiente de escoamento  $K_V$ .

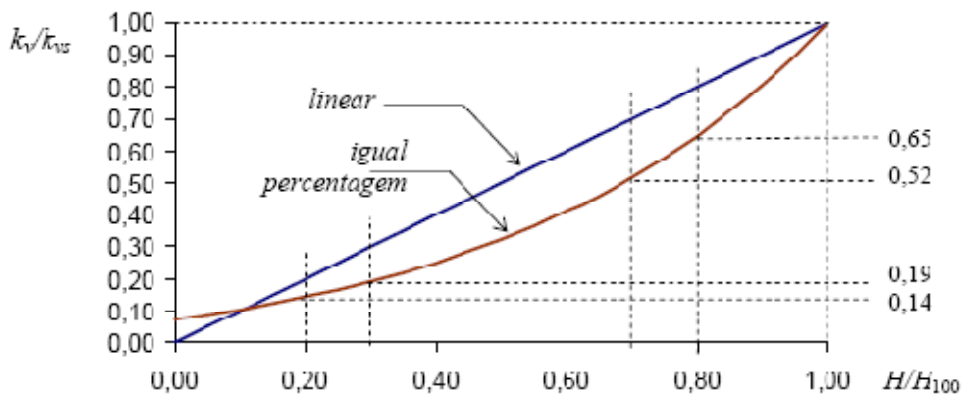


Figura 3 - Características inerentes do escoamento: linear e igual percentagem.

A válvula linear, quando submetida a uma variação da sua abertura, origina uma variação de caudal proporcional à variação de abertura. A válvula de igual percentagem dá origem a uma variação de caudal proporcional ao valor percentual de  $K_V$ . Assim, por exemplo, na válvula de igual percentagem da figura, a variação de  $H/H_{100}$  de 0,20 – 0,30 origina uma variação de  $K_V/K_{VS}$  de 0,14 – 0,19 (44,3%); a variação de  $H/H_{100}$  de 0,70 – 0,80 origina uma variação de  $K_V/K_{VS}$  de 0,52 – 0,65 (44,3%).

As curvas características inerentes de uma válvula dependem do conjunto sede e obturador como se pode ver na Figura 4.

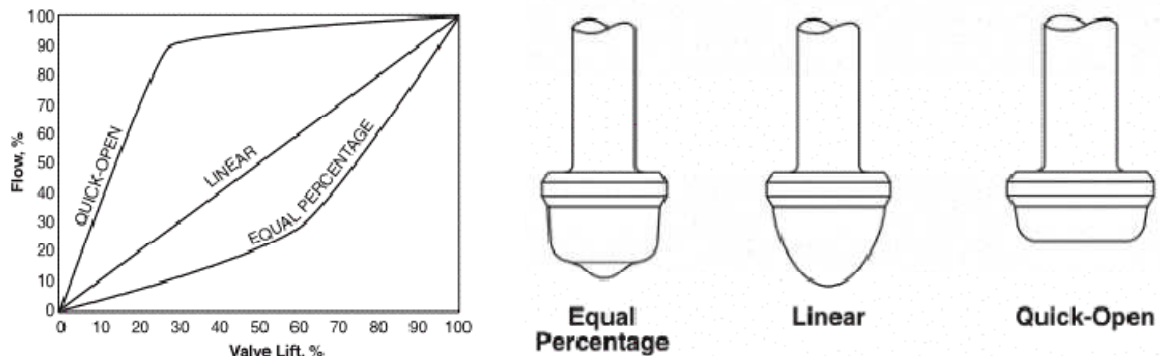


Figura 4 – Curvas características escoamento e respectivas formas do obturador. (Skousen, 2004, pp. 20-21)

Uma válvula de igual percentagem, para um determinado acréscimo da abertura, produz uma variação de caudal menor quando a abertura é pequena do que quando é grande. Também pode ser designada por válvula de abertura lenta. Pode haver necessidade de ter uma abertura rápida quando a válvula se encontra fechada ou próximo dessa situação. Diz-se então que se tem uma válvula de abertura rápida.

As curvas características das válvulas podem ser descritas matematicamente. Assim, uma válvula com **característica linear** é definida por:

$$Q = kH \quad (2)$$

ou

$$\frac{dQ}{dH} = k \quad (3)$$

em que  $k$  é uma constante de proporcionalidade.

No caso duma válvula com **característica de igual percentagem**, tem-se que:

$$Q = Q_0 e^{nH} \quad (4)$$

ou

$$\frac{dQ}{dH} = nQ \quad (5)$$

em que:

- $e = 2,718$ ;
- $Q_0$  é o caudal mínimo controlável. A introdução desta variável permite obter matematicamente a equação ( 4 ). Na realidade o seu valor é zero;
- $n$  representa uma constante.

### 2.3.2.2 CARACTERÍSTICA INSTALADA

Conforme foi dito anteriormente, a característica de escoamento instalada altera-se significativamente quando a válvula é instalada no processo, uma vez que a queda de pressão ao longo da válvula passa a ser variável. Quando os efeitos da tubagem são considerados, a

característica de igual percentagem tende a transformar-se numa característica que se aproxima à linear, enquanto a característica linear se aproxima duma de abertura rápida.

Será considerado um exemplo em que se determina a característica do escoamento instalada tendo em conta o efeito de uma bomba e a característica inerente da válvula.

Imaginemos uma instalação com as características do esquema da Figura 5:

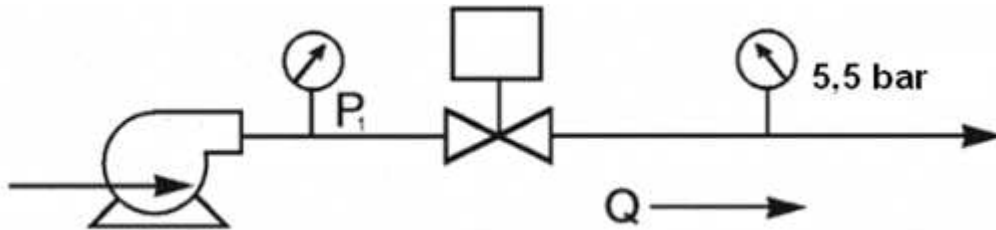


Figura 5 - Esquema da instalação.

O sistema inclui uma bomba e uma válvula de controlo, que é utilizada para manter a pressão a jusante da válvula constante a 5,5 bar. A curva característica da bomba é apresentada na Figura 6.

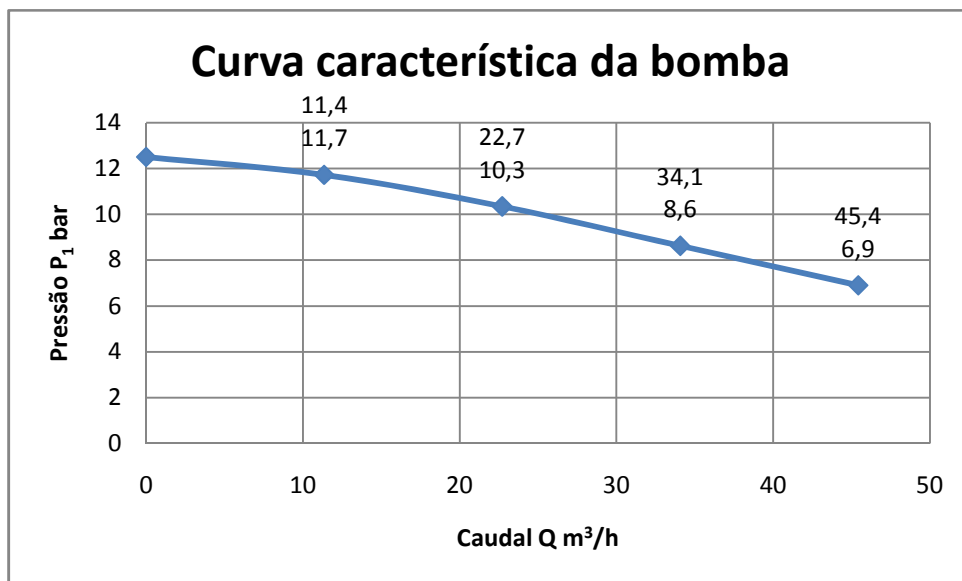


Figura 6 - Curva característica da bomba.

A partir da curva característica da bomba, sabe-se que para o **máximo caudal de 45,4 m<sup>3</sup>/h**, a pressão a jusante da bomba é cerca de 6,9 bar. Assim sendo, para manter uma pressão a jusante da válvula de 5,5 bar, **a queda de pressão na válvula será de 1,4 bar.**

Utilizando a equação que define o coeficiente de escoamento temos que:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{\Delta P}} = 45,4 \sqrt{\frac{1}{1,4}} = 38,4 \text{ m}^3 / \text{h} \quad (6)$$

Assumindo um coeficiente de escoamento  $K_V$  máximo de  $38,4 \text{ m}^3/\text{h}$ , é possível determinar as características inerentes da válvula no caso de uma característica linear e igual percentagem como mostra a Figura 7 cujos dados estão expressos na Tabela 1.

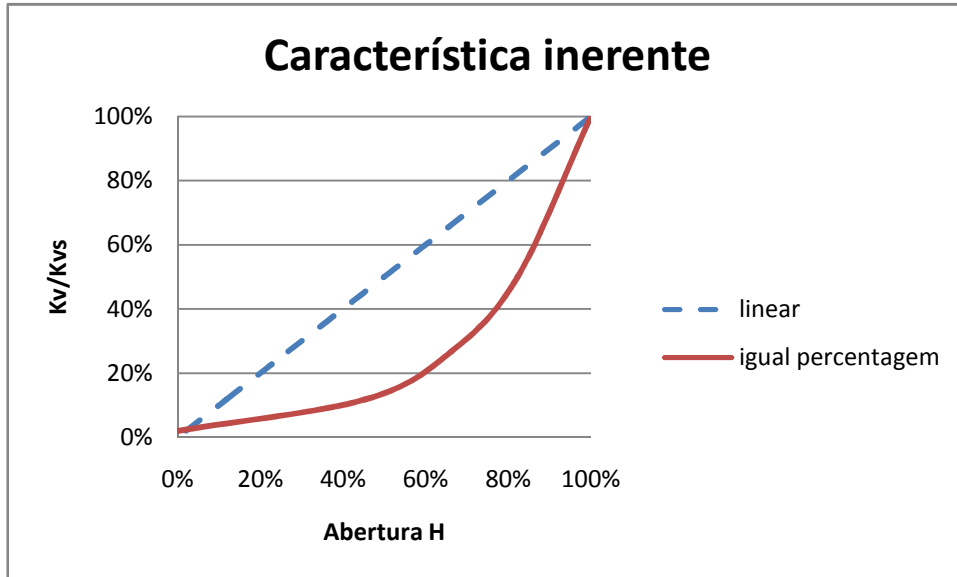


Figura 7 - Característica inerente utilizando as definições matemáticas expressas nas equações ( 2 ) e ( 4 ). No caso da característica de igual percentagem, assumiu-se um caudal mínimo controlável  $Q_0$  de 2%.

Analisando a Tabela 1, os valores relativos do coeficiente de escoamento ( $K_V/K_{VS}$ ) e caudais ( $Q/Q_{MAX}$ ) são diferentes para a mesma posição de abertura da válvula ( $H\%$ ). Isto deve-se ao facto de a queda de pressão ao longo da válvula não ser constante. Assim sendo, determina-se a curva característica instalada utilizando os caudais relativos ( $Q/Q_{MAX}$ ) nas ordenadas tal como se pode ver na Figura 8 e Figura 9.

Tabela 1 - Cálculo dos coeficientes de escoamento  $K_V$  para os diferentes caudais representados na Figura 7.

$Q$ $\text{m}^3/\text{h}$	$Q/Q_{Max}$ %	$\Delta P$ bar	$K_V$ $\text{m}^3/\text{h}$	$K_V/K_{VS}$ %	Linear	Igual Percentagem	$Q_0$	2%
					$K_V=kH$ H %	$K_V\%=Q_0\%.e^{(nH\%)}$ H %	$n$	3,912
0	0	-	-	2	2	0		
11,4	25	6,2	4,6	12	12	46		
22,7	50	4,8	10,3	27	27	67		
34,1	75	3,1	19,3	50	50	82		
45,4	100	1,4	38,4	100	100	100		

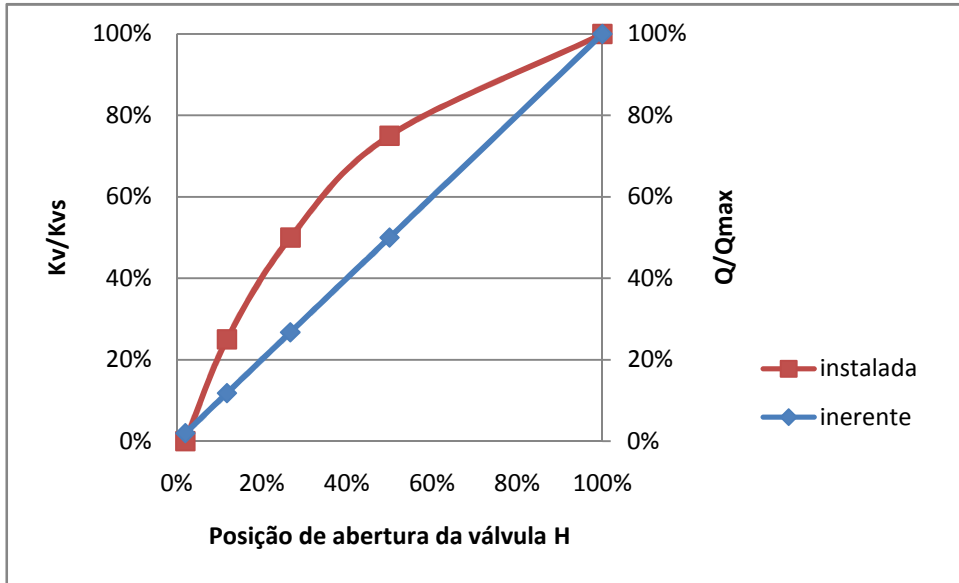


Figura 8 - Característica inerente linear.

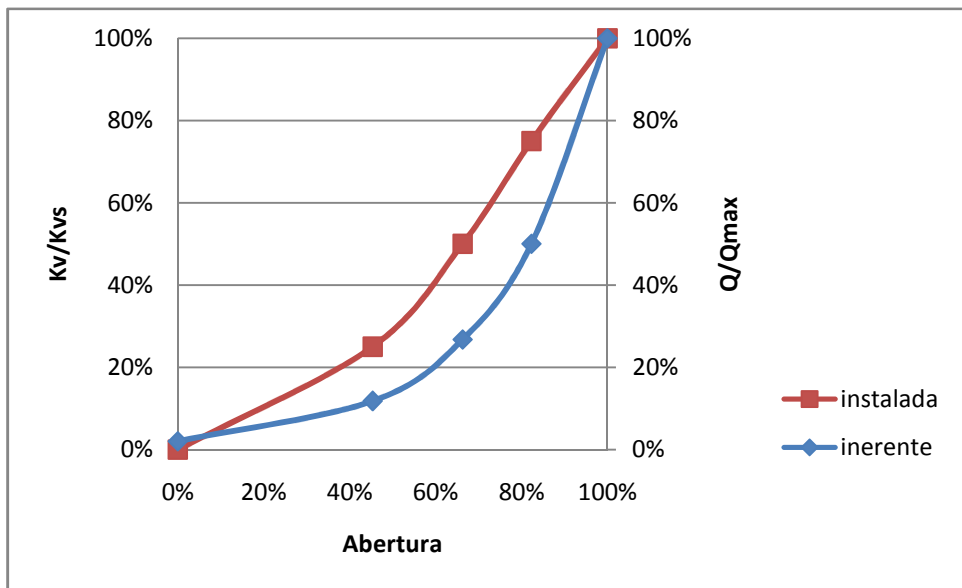


Figura 9 - Característica inerente de igual percentagem.

Conforme foi dito anteriormente, as curvas de característica instaladas diferem significativamente das características inerentes devido ao facto da queda de pressão ao longo da válvula não ser constante. As válvulas de característica inerente linear dão origem a características instaladas de abertura rápida, Figura 8, e as válvulas de característica inerente de igual percentagem dão origem a características instaladas que se aproximam das lineares, Figura 9. Naturalmente, a selecção da melhor característica de escoamento para cada situação, é de extrema importância pois permite um melhor controlo do processo nas condições de funcionamento.

## 2.4 EQUAÇÕES DE DIMENSIONAMENTO DE VÁLVULAS

### 2.4.1 INTRODUÇÃO DIMENSIONAMENTO VÁLVULAS

As equações de dimensionamento de válvulas são baseadas nas leis da hidrodinâmica e termodinâmica. A aplicação destas leis por si só não é suficiente para o correcto dimensionamento da válvula. É necessário ter em conta a função da válvula no processo.

Por exemplo, uma válvula “on-off” é inserida num sistema com dois intuitos: permitir a passagem de 100% do caudal sem significativas perdas de pressão enquanto aberta; e impedir a circulação de fluido enquanto fechada. Assim, o dimensionamento destas válvulas é normalmente determinado apenas pelo diâmetro da tubagem. As especificações das válvulas “on-off” fornecidas pelos fabricantes indicam normalmente a relação entre o caudal e o diâmetro nominal da válvula. No caso da válvula “on-off” ser subdimensionada, o escoamento sofrerá uma restrição naquele ponto originando perda de carga e a consequente diminuição do caudal máximo. No caso de ser sobredimensionada, naturalmente a válvula e/ou instalação terão um custo superior.

Por outro lado, as válvulas de controlo são utilizadas para permitir um determinado caudal numa determinada posição, introduzindo uma determinada queda de pressão. Assim sendo, as equações de dimensionamento das válvulas são quase sempre utilizadas nas válvulas de controlo porque permitem determinar as condições de funcionamento da válvula para qualquer posição de abertura. Se a válvula de controlo for subdimensionada, o caudal máximo será limitado prejudicando o funcionamento do sistema. No caso da válvula de controlo ser sobredimensionada, além do maior custo financeiro associado, pode ocorrer que o controlo do escoamento apenas seja feito na primeira metade de abertura da válvula, o que significa que uma pequena variação da posição da válvula pode originar uma variação brusca de caudal. Esta situação leva também, a que o controlo da válvula próximo da posição de “fechada” seja extremamente difícil. O caso ideal será que a válvula de controlo opere em toda a sua gama de abertura permitindo toda a característica de escoamento e melhor controlo. As válvulas de controlo são raramente subdimensionadas devido ao elevado número de factores de segurança estabelecidos pelos fabricantes. Isto acontece porque o utilizador define e providencia um conjunto de condições de serviço que geralmente dizem respeito às condições de serviço máximas (temperatura, pressão, caudal, etc.). Em seguida, o fabricante tem em conta nas equações de dimensionamento os seus próprios factores de segurança para evitar o subdimensionamento da válvula, cujas consequências são mais nefastas do que o seu sobredimensionamento.

As equações de dimensionamento das válvulas foram obtidas a partir da norma IEC 60534-2-1 e permitem prever o escoamento de fluidos compressíveis e incompressíveis no interior de válvulas de controlo. As equações para fluidos incompressíveis são baseadas nas leis da hidrodinâmica para fluidos newtonianos; não devem ser utilizadas para fluidos não-newtonianos ou misturas.

Para coeficientes de pressão diferencial ( $\Delta p/p_1$ ) muito reduzidos, os fluidos compressíveis têm um comportamento idêntico aos incompressíveis, pelo que poderão ser utilizadas as equações de fluidos incompressíveis. No entanto, para coeficientes de pressão diferencial ( $\Delta p/p_1$ ) mais elevados, surgem os efeitos da compressibilidade do fluido que requerem que as equações sejam alteradas por factores de correcção apropriados. As equações para fluidos

compressíveis devem ser utilizadas para qualquer gás ou vapor mas não devem ser utilizadas para misturas de fases como gás-líquido, vapor-líquido ou gás-sólido.

As equações de dimensionamento de válvulas têm por base a instalação experimental que será caracterizada na secção 3.3. Um esquema ilustrativo da secção de teste pode ser visto na Figura 10.

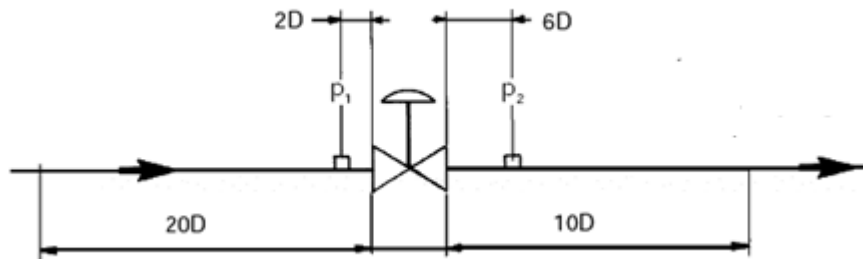


Figura 10 – Ilustração da secção de teste.

No caso da instalação experimental não ser idêntica à da Figura 10, será necessário introduzir nas equações de dimensionamento, o factor de geometria da tubagem  $F_p$ . Isto ocorre quando os diâmetros da tubagem e da válvula não são iguais e é necessário introduzir redutores e/ou outros acessórios entre a válvula e a tubagem. Na Figura 10, tal como na instalação experimental adoptada, os diâmetros da tubagem e da válvula são idênticos, pelo que não há necessidade de introduzir acessórios. Neste caso o factor de geometria da tubagem  $F_p$  é igual a 1 pelo que não será objecto de estudo a sua determinação.

Existem outros parâmetros que são introduzidos nas equações de dimensionamento das válvulas. Estes parâmetros identificam os diferentes tipos de escoamento (normal, semi-crítico, crítico, limite); e dependem exclusivamente do escoamento padrão no interior do corpo da válvula. Muitas vezes estes parâmetros são de extrema importância no dimensionamento e selecção das válvulas pelo que serão objecto de análise após as equações de dimensionamento das válvulas para fluidos incompressíveis e compressíveis, de acordo com a norma IEC 60534-2-1.

Na subsecção 2.4.6 será feita uma síntese de todas as equações enunciadas de modo a ser possível para uma determinada instalação, efectuar o correcto dimensionamento de uma válvula de controlo.

## 2.4.2 EQUAÇÕES DIMENSIONAMENTO PARA FLUÍDOS INCOMPRESSÍVEIS - REGIME TURBULENTO

O caudal de um fluido incompressível ao longo de uma válvula é normalmente definido em função da raiz quadrada da pressão diferencial  $\sqrt{\Delta p}$  aplicada à válvula, para uma pressão a montante constante, tal como se pode ver na Figura 11.

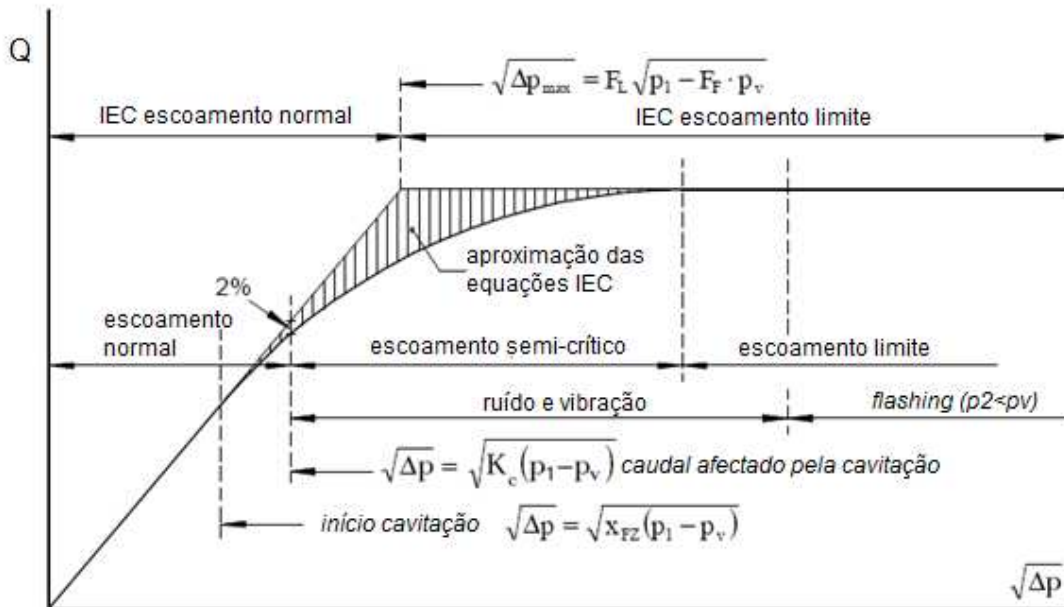


Figura 11 - Diagrama do caudal de um fluido incompressível em função da raiz quadrada da pressão diferencial  $\sqrt{\Delta p}$  aplicada à válvula, para uma pressão a montante constante. (Parcol)

A curva da Figura 11 pode ser dividida em três regiões distintas:

1. Região de escoamento normal, onde o caudal é proporcional a  $\sqrt{\Delta p}$ . Esta região de escoamento ocorre enquanto a pressão absoluta na zona da *vena contracta*  $p_{vc}$  for superior à pressão de saturação  $p_v$  (para as condições da temperatura a montante da válvula).
2. Região de escoamento semi-crítico, onde o caudal ainda aumenta com o incremento de  $\sqrt{\Delta p}$ , mas não proporcionalmente. Nesta região, a capacidade da válvula converter a queda de pressão em caudal é reduzida, devido à vaporização do fluido e conseqüente cavitação. Apesar da cavitação surgir na região de escoamento normal, a formação de bolhas de vapor apenas se torna permanente, no início da região de escoamento semi-crítico. Os parâmetros que definem o início da cavitação e o início da região de escoamento semi-crítico são o coeficiente de cavitação incipiente  $x_{FZ}$ , e o coeficiente de cavitação constante  $K_C$ , respectivamente.
3. Região de escoamento limite, o caudal mantém-se constante apesar do aumento de  $\sqrt{\Delta p}$ . No caso da pressão a jusante da válvula  $p_2$  ser inferior à pressão de saturação  $p_v$ , ocorre a vaporização e o fenómeno de *flashing*.

As equações de dimensionamento das válvulas adoptadas pela norma IEC 60534-2-1 têm em conta a área sombreada da Figura 11, uma vez que negligenciam a região de escoamento semi-crítico. Esta aproximação é justificada pela simplificação que traz ao cálculo, e pelo facto de na prática, não ser importante prever o caudal exacto nesta área. Por outro lado, esta área deve ser evitada, sempre que possível, uma vez que envolve vibrações, problemas de ruído, bem como problemas mecânicos devido à cavitação. Assim sendo, as equações adoptadas pela norma IEC 60534-2-1 caracterizam apenas 2 regiões de escoamento: escoamento normal e escoamento limite. Os parâmetros que definem o início da região limite são o factor de recuperação de pressão  $F_L$ , e o factor de pressão crítica  $F_F$ .

Seguidamente serão enunciadas as equações de dimensionamento adoptadas pela norma IEC 60534-2-1, que pretendem caracterizar o escoamento turbulento normal, e o escoamento turbulento limite de fluidos incompressíveis.

#### **2.4.2.1 ESCOAMENTO TURBULENTO NORMAL – IEC 60534-2-1**

Aplicável se  $\Delta p < F_L^2 (p_1 - F_F \cdot p_v)$

O coeficiente de escoamento deverá ser determinado por:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{\Delta p}} \quad (7)$$

#### **2.4.2.2 ESCOAMENTO TURBULENTO LIMITE – IEC 60534-2-1**

Aplicável se  $\Delta p \geq F_L^2 (p_1 - F_F \cdot p_v)$

Para esta situação, o coeficiente de escoamento deverá ser determinado por:

$$K_v = \frac{Q}{F_L} \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{p_1 - F_F \cdot p_v}} \quad (8)$$

#### **2.4.3 EQUAÇÕES DIMENSIONAMENTO PARA FLUÍDOS COMPRESSÍVEIS – REGIME TURBULENTO**

A Figura 12 mostra o diagrama do caudal de um fluido compressível ao longo de uma válvula, em função da raiz quadrada do coeficiente de pressão diferencial ( $\sqrt{x} = \sqrt{\Delta p/p_1}$ ), submetida a uma pressão a montante  $p_1$  constante. Neste caso, o caudal não é proporcional a  $\sqrt{\Delta p}$  como acontece no caso de fluidos incompressíveis. Este desvio da linearidade deve-se à variação da densidade do fluido – expansão - desde a entrada da válvula até à zona da vena contracta.

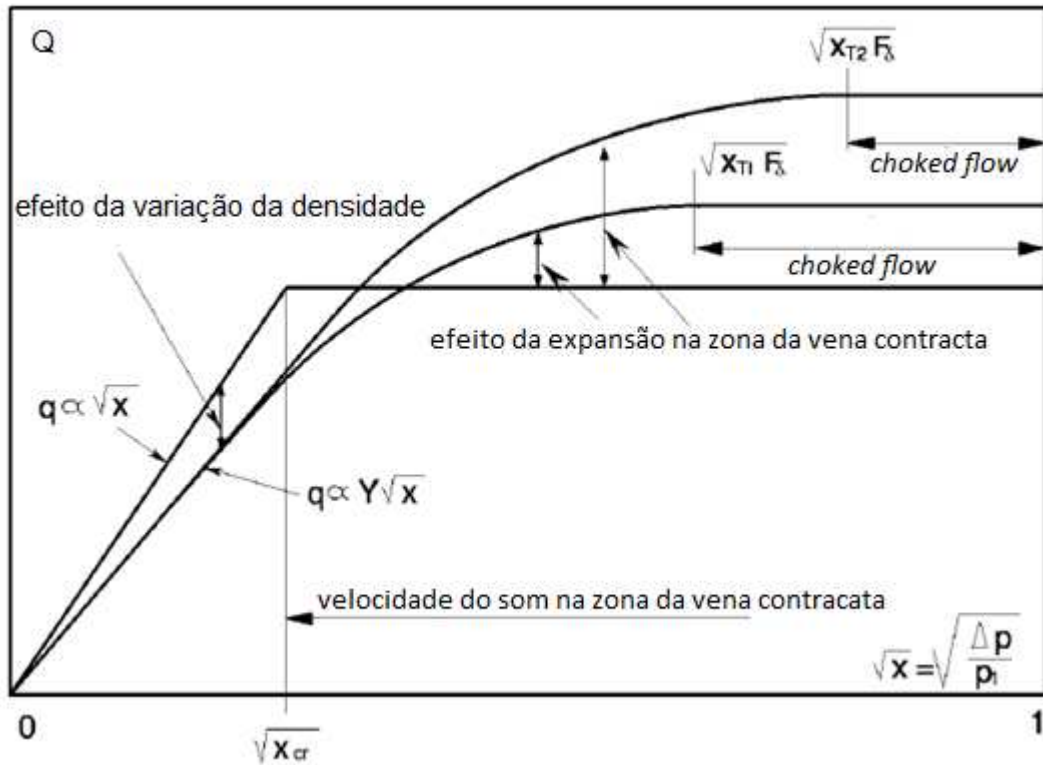


Figura 12 - Diagrama do caudal de um fluido compressível em função da raiz quadrada do coeficiente de pressão diferencial  $\sqrt{x} = \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}}$ , submetida a uma pressão a montante  $p_1$  constante. (Parcol)

Devido à diminuição da massa volúmica, o fluido compressível sofre uma aceleração chegando a velocidades superiores às atingidas por um fluido incompressível (efeito da expansão na zona da *vena contracta*).

Por outro lado, submetido à mesma diferença de pressão  $\Delta p$ , o caudal mássico de um fluido compressível será inferior ao de um incompressível. Este efeito é tido em conta pelo factor de expansão  $Y$ , cujo valor pode variar entre 1 e 0,667.

Quando a velocidade do escoamento na zona da *vena contracta* atinge a velocidade do som, o caudal volúmico mantém-se constante apesar do aumento de  $\Delta p$ . Isto ocorre no momento em que o factor de expansão  $Y$  toma o valor de 0,667. Este ponto é caracterizado pelo factor do coeficiente de pressão diferencial em *choked flow*  $x_T$ . O parâmetro  $x_T$  pode ser relacionado (apenas qualitativamente) com o parâmetro  $F_L$  no caso da utilização de fluidos incompressíveis, uma vez que ambos caracterizam o início da região de escoamento limite. Por esse motivo, a generalidade dos autores considera ambos os casos como *choked flow*, tendo apenas em conta o escoamento limite.

No caso da utilização de fluidos compressíveis, é necessário introduzir aos parâmetros  $x_T$ , o factor do calor específico  $F_\gamma$  que caracteriza o fluido em questão (no caso do ar  $F_\gamma = 1$ ).

Em seguida, serão enunciadas as equações de dimensionamento adoptadas pela norma IEC 60534-2-1, que pretendem caracterizar o escoamento turbulento normal, e o escoamento turbulento limite de fluidos compressíveis.

### 2.4.3.1 ESCOAMENTO TURBULENTO NORMAL - IEC 60534-2-1

Aplicável se  $x < (F_\gamma \cdot x_T)$  ou  $2/3 < Y \leq 1$

O coeficiente de escoamento deverá ser determinado por:

$$K_V = \frac{Q}{N_9 p_1 Y} \sqrt{\frac{MT_1 Z}{x}} \quad (9)$$

em que  $M$  é a massa molecular do fluido em kg/kmol e  $Z$  é o factor de compressibilidade.

### 2.4.3.2 ESCOAMENTO TURBULENTO LIMITE CHOKED FLOW - IEC 60534-2-1

Aplicável se  $x \geq (F_\gamma \cdot x_T)$  ou  $Y = 2/3$

Para esta situação, temos que:

$$K_V = \frac{Q}{N_9 p_1 0,667} \sqrt{\frac{MT_1 Z}{F_\gamma x_T}} \quad (10)$$

### 2.4.4 EQUAÇÕES DIMENSIONAMENTO PARA REGIME NÃO TURBULENTO - IEC 60534-2-1

As equações de dimensionamento ( 7 )( 8 )( 9 )( 10 ) são aplicáveis sempre que o escoamento esteja desenvolvido em regime turbulento. O regime do escoamento é caracterizado pelo número de Reynolds referido à dimensão da válvula  $Re_V$  que representa a relação adimensional entre as forças de inércia e as forças viscosas no interior da válvula. De acordo com a norma IEC 60534-2-1 e IEC 60534-2-3, admite-se que para valores de  $Re_V$  superiores a 10.000 o regime é turbulento; e para valores de  $Re_V$  inferiores a 10.000 o regime é de transição ou laminar.

O regime não turbulento (laminar ou de transição) ocorre na presença de fluidos muito viscosos, caudais muito baixos, válvulas de dimensões reduzidas ou uma combinação destes mesmos factores. Neste caso, o coeficiente de escoamento  $K_V$  calculado em regime turbulento deverá ser corrigido pelo factor do número de Reynolds  $F_R$ .

Assim sendo, as equações de dimensionamento para regime não turbulento ( 11 )( 12 ), são idênticas às equações ( 7 )( 9 ), para condições de escoamento normal, devidamente corrigidas pelo factor de Reynolds  $F_R$ . As condições de escoamento limite são ignoradas uma vez que não são consistentes com regimes de escoamento não turbulento.

No caso de fluidos incompressíveis temos:

$$K_V = \frac{Q}{F_R} \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{\Delta p}} \quad (11)$$

Para o caso de fluidos compressíveis:

$$K_V = \frac{Q}{N_{22} F_R} \sqrt{\frac{MT_1}{\Delta p \times (p_1 + p_2)}} \quad (12)$$

### 2.4.5 PARÂMETROS DE DIMENSIONAMENTO DAS VÁLVULAS

Tal como foi dito anteriormente, as equações ( 7 )( 8 )( 9 )( 10 ) introduzem parâmetros que identificam os diferentes tipos de escoamento (normal, limite) para fluidos compressíveis e fluidos incompressíveis em regime turbulento enquanto as equações ( 11 )( 12 ) introduzem o factor do número de Reynolds  $F_R$  que identifica um regime de transição ou laminar. Uma vez que estes mesmos parâmetros dependem da geometria interna da válvula, será necessário conhecer os seus valores para diferentes posições de abertura da válvula (0%-100%). Estes parâmetros são:

- $F_L$  – Factor de recuperação de pressão.
- $x_{FZ}$  – Coeficiente de cavitação incipiente.
- $K_C$  – Coeficiente de cavitação constante.
- $F_F$  – Factor de pressão crítica.
- $Y$  – Factor de expansão.
- $Z$  – Factor de compressibilidade.
- $x_T$  – Factor do coeficiente de pressão diferencial em “*choked flow*”.
- $F_R$  – Factor do número de Reynolds.

Os parâmetros  $K_C$  e  $x_{FZ}$  não constam das equações de dimensionamento das válvulas adoptadas pela norma IEC 60534-2-1 uma vez que identificam o escoamento semi-crítico que é negligenciado pela mesma norma (ver 2.4.2). No entanto, serão analisados e discutidos uma vez que caracterizam o fenómeno da cavitação (conforme Figura 11) e estão presentes noutra capítulo da presente norma – IEC 60534-8-2 – “*Laboratory measurement of the noise generated by a liquid flow through a control valve*”.

#### 2.4.5.1 FACTOR DE RECUPERAÇÃO DE PRESSÃO $F_L$

O factor de recuperação de pressão depende da forma do corpo e obturador da válvula. O seu valor representa a capacidade da válvula em transformar a energia cinética do fluido na *vena contracta*, em pressão. É definido por:

$$F_L = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vc}}} \quad (13)$$

Uma vez que a pressão na *vena contracta*  $p_{vc}$  é sempre inferior à pressão a jusante da válvula  $p_2$ , o factor de recuperação de pressão é sempre inferior ou igual à unidade  $F_L \leq 1$ . Quanto mais baixo for o valor de  $F_L$ , maior é a capacidade da válvula transformar a energia cinética em pressão (válvula de elevada recuperação). Ao contrário, quanto maior for o valor de  $F_L$  (até 1), menor é essa capacidade (válvula de baixa recuperação), sendo a maior parte da energia dissipada por forças de atrito.

Na prática, as equações de dimensionamento para escoamento normal, apenas se referem à queda de pressão ( $p_1 - p_2$ ) da válvula, enquanto a pressão na *vena contracta*  $p_{vc}$  se mantém superior à pressão de saturação  $p_v$  (às condições da temperatura a montante da válvula), sendo a influência do factor de recuperação praticamente negligenciável.

O factor de recuperação de pressão  $F_L$  toma verdadeira importância quando o escoamento se aproxima das condições de cavitação ( $p_{vc} < p_v$ ), que podem ser evitadas, se for seleccionada uma válvula de baixa recuperação (elevado valor de  $F_L$ ) conforme se pode ver na Figura 13.

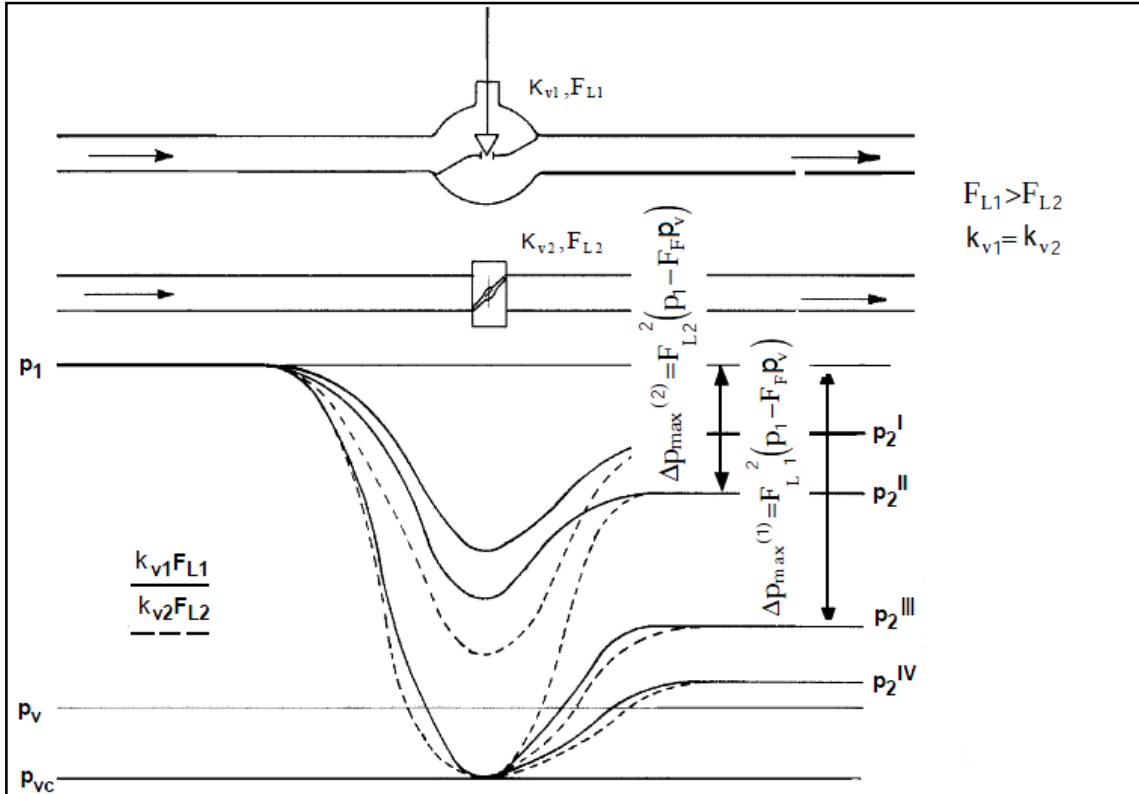


Figura 13 - Comparação entre duas válvulas de igual coeficiente de escoamento  $K_v$ , mas com factores de recuperação  $F_L$  diferentes, sob as mesmas condições de pressão a montante  $p_1$ . (Parcol)

Analisando a Figura 13, é possível comparar a evolução da pressão ao longo da tubagem, para duas válvulas com coeficientes de escoamento iguais  $K_{V1} = K_{V2}$ , mas com factores de recuperação de pressão distintos  $F_{L1} > F_{L2}$ . Para as mesmas condições de pressão a montante e jusante  $p_1$  e  $p_2$ , a pressão na *vena contracta* da válvula 2 (traço interrompido) é inferior uma vez que o factor de recuperação  $F_{L2}$  é inferior (válvula de elevada recuperação). Na primeira situação  $p_2^I$ , ambas as válvulas operam em escoamento normal uma vez que a pressão na *vena contracta*  $p_{vc}$  é superior à pressão de saturação  $p_v$ . Já nas situações  $p_2^{III}$  e  $p_2^{IV}$ , o escoamento encontra-se na região limite pois a pressão na *vena contracta*  $p_{vc}$  é inferior à pressão de saturação  $p_v$ . Na situação  $p_2^{II}$ , a selecção da válvula 1 (traço contínuo), permite operar em escoamento normal; enquanto a selecção da válvula 2 originaria um escoamento limite devido ao fenómeno de cavitação. Neste caso (situação  $p_2^{II}$ ), a utilização de uma válvula com um factor de recuperação de pressão  $F_L$  superior (válvula de baixa recuperação), é de extrema importância uma vez que evita a situação de cavitação.

Dadas as dificuldades de medir a pressão na *vena contracta* com suficiente precisão, o factor de recuperação de pressão  $F_L$  é determinado em condições críticas sendo apenas função do caudal máximo da válvula  $Q_{Max}$  para uma determinada pressão a montante  $p_1$ . A determinação experimental do valor de  $F_L$  será explicada na subsecção 4.3.

Tal como os outros parâmetros de dimensionamento das válvulas, o factor de recuperação de pressão  $F_L$  varia significativamente com a abertura da válvula bem como com a direcção do escoamento, uma vez que depende do perfil de velocidades no interior do corpo da válvula. A Figura 14 mostra valores típicos de  $F_L$  em função da abertura (neste caso percentagem do coeficiente de escoamento máximo) e sentido do escoamento, para diferentes tipos de válvulas.

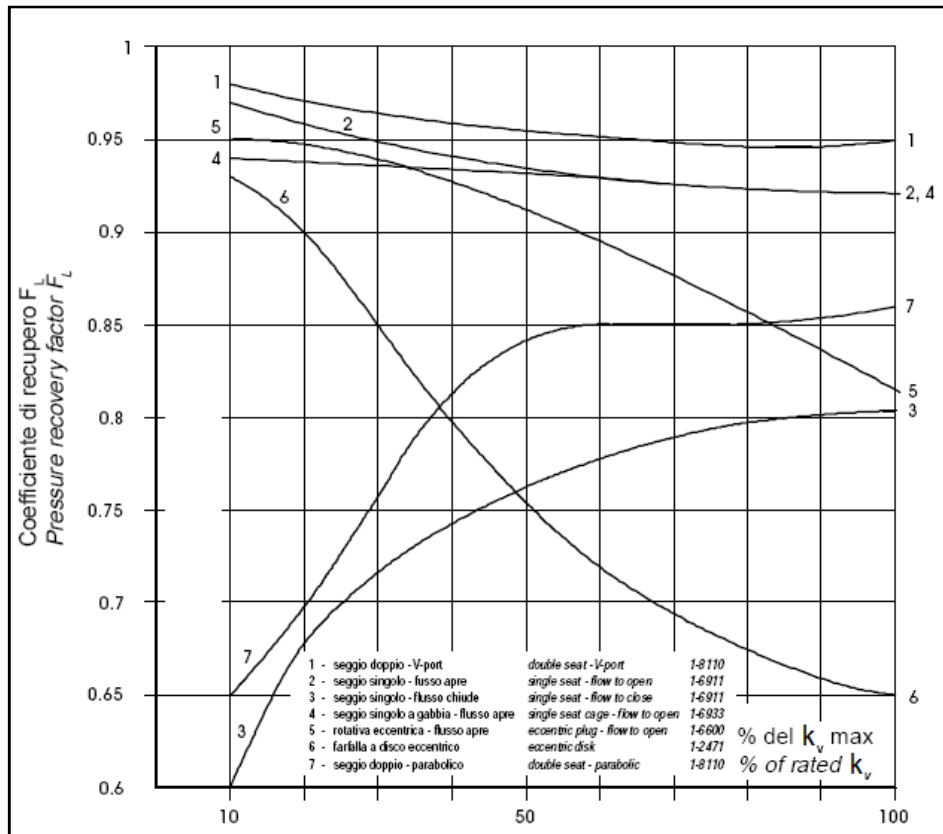


Figura 14 - Valores típicos do factor de recuperação de pressão  $F_L$  em função do coeficiente de escoamento percentual, para diferentes tipos de válvulas fabricadas pela (Parcol).

A válvula que será utilizada na instalação experimental terá características semelhantes à válvula representada na Figura 14 pelo número 6 (excêntrica). Para ter uma ideia, o valor típico de  $F_L$  para esta válvula é de 0,65 quando totalmente aberta, aumentando até 0,93 quando a abertura permite um coeficiente de escoamento de 10% do coeficiente de escoamento máximo.

#### 2.4.5.2 COEFICIENTE DE CAVITAÇÃO $X_{FZ}$ E $K_C$

Quando a pressão do fluido na *vena contracta* é inferior à pressão de saturação, inicia-se a evaporação do líquido, ocorrendo a formação de bolhas de vapor. Se, devido à recuperação da pressão, a pressão a jusante  $p_2$  for superior à pressão crítica na *vena contracta*, então as bolhas de vapor implodem totalmente ou parcialmente, colapsando instantaneamente. Este fenómeno (cavitação) causa diversos danos às superfícies internas, devido às elevadas pressões locais geradas pelas implosões das bolhas de vapor.

As condições críticas são atingidas gradualmente, uma vez que o perfil de velocidades na *vena contracta* não é uniforme, pelo que pode ocorrer que apenas uma parte do escoamento atinja a pressão de saturação. O factor de recuperação de pressão  $F_L$  é determinado na

proximidade de condições críticas pelo que não é adequado para prever uma absoluta ausência de vaporização. De modo a identificar o início da formação de bolhas de vapor constante, isto é cavitação constante, definiu-se o coeficiente de cavitação  $K_C$ .

$K_C$  é definido pelo valor do quociente  $\Delta p / (p_1 - p_v)$ , para o qual o fenómeno da cavitação passa a manifestar-se de forma significativa. Isto é, sob iguais condições a montante, a relação entre  $Q$  e  $\sqrt{\Delta p}$  se desvia da linearidade de um valor superior a 2% (ver Figura 11).

Normalmente, o início da cavitação é identificado pelo coeficiente de cavitação incipiente  $x_{FZ}$  que pode ser determinado experimentalmente, utilizando medidores de pressão sonora ou acelerómetros ligados à tubagem que relacionam o aumento de ruído e vibração com o início da formação de bolhas de vapor (norma IEC 60534-8-2 “*Laboratory measurement of the noise generated by a liquid flow through a control valve*”). Esta relação é mostrada na Figura 15 onde é possível identificar o ponto a partir do qual, se inicia a formação de bolhas de vapor - cavitação.

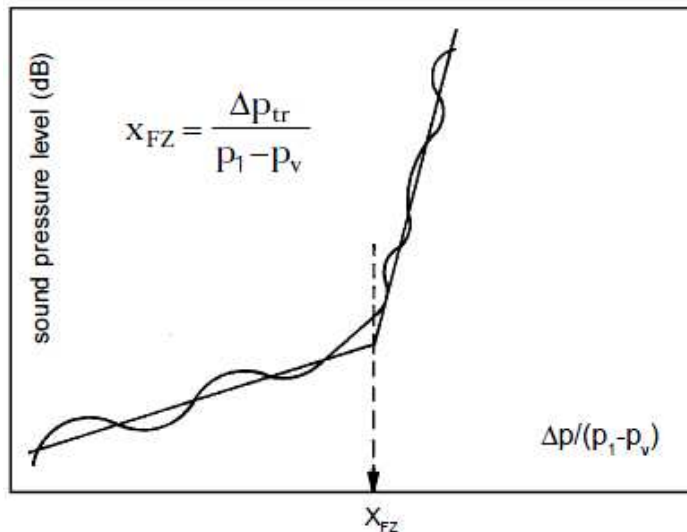


Figura 15 - Determinação do coeficiente de cavitação incipiente através da medição da pressão sonora.  $\Delta p_{tr}$  é o valor de  $\Delta p$  onde ocorre a transição de não cavitação para cavitação. (retirado da norma IEC 60534-8-2)

De acordo com o fabricante de válvulas (Parcol), na prática utiliza-se uma regra de cálculo em que  $k_C = 0.8F_L^2$ . No entanto, esta simplificação só deverá ser utilizada em situações cujo diagrama caudal *versus*  $\sqrt{\Delta p}$ , sob as mesmas condições a montante, mostre um ponto de transição bem definido entre a zona linear/proporcional e a zona horizontal (caudal máximo). Se, pelo contrário, a queda de pressão  $\Delta p$  na qual se inicia o desvio da linearidade é diferente da queda de pressão  $\Delta p$  onde se atinge o máximo caudal, então a relação entre  $k_C$  e  $F_L^2$  desce para 0.65.

#### 2.4.5.3 FACTOR DE PRESSÃO CRÍTICA $F_F$

O factor de pressão crítica  $F_F$  é o quociente entre a pressão na *vena contracta* em situação de escoamento limite e a pressão de saturação às condições da temperatura a montante da válvula. Para pressões de vapor próximas de zero, o factor  $F_F$  toma o valor de 0,96.

O valor de  $F_F$  pode ser determinado pela curva da Figura 16 ou pela equação ( 14 ).

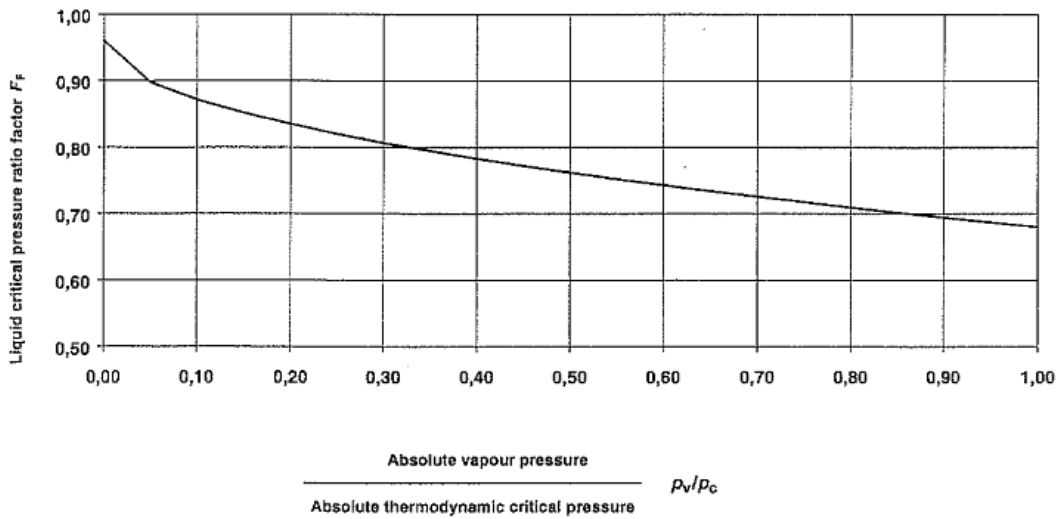


Figura 16 - Factor de pressão crítica  $F_F$ . Norma IEC 60534-2-1

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad (14)$$

Onde  $p_c$  se refere à pressão crítica do fluido. No caso da água  $p_c = 221,9 \text{ bar}$ .

Em termos práticos considera-se  $F_F = 0,96$ .

#### 2.4.5.4 FACTOR DE EXPANSÃO $Y$

Na secção 2.4.3 viu-se que, no caso do fluido ser compressível, é necessário introduzir na equação do coeficiente de escoamento um parâmetro que contabilize o efeito da variação da densidade do fluido – o factor de expansão  $Y$ .

Teoricamente, a equação do factor de expansão pode ser obtida pelas seguintes hipóteses, sendo confirmado experimentalmente.

- $Y$  é uma função linear de  $x = \Delta p/p_1$ .
- $Y$  é função do tipo de fluido, nomeadamente pelo rácio do calor específico ( $\gamma = c_p / c_v$ ).
- $Y$  é função da geometria da válvula bem como da posição de abertura.

Pela hipótese a) temos que ( $Y = 1 - ax$ ). Por outro lado sabe-se que o caudal mássico,  $Q_m$ , é proporcional ao produto entre o factor de expansão  $Y$  e a raiz quadrada do coeficiente de pressão diferencial ( $\sqrt{x} = \sqrt{\Delta p/p_1}$ ).

Ou seja,  $Q_m = Y\sqrt{x} = (1 - ax)\sqrt{x}$ . Matematicamente podemos obter o valor de  $Y$  para o qual o caudal é máximo derivando a equação em ordem a  $x$ .

$$\frac{dQ_m}{dx} = 0 \Leftrightarrow \frac{1}{2\sqrt{x}} - \frac{3a\sqrt{x}}{2} = 0 \Leftrightarrow x = \frac{1}{3a}$$

Ou seja,

$$Y = 1 - ax \Leftrightarrow Y = 1 - a \frac{1}{3a} \Leftrightarrow Y = 1 - 1/3 \Leftrightarrow Y = 2/3$$

Uma vez que para  $x = 0$ , temos que  $Y = 1$ , podemos dizer que o valor do factor de expansão  $Y$  é inferior ou igual à unidade e tem o seu valor mínimo de  $Y = 2/3$  para a situação de caudal máximo (escoamento crítico “*choked flow*”).

Finalmente, atendendo as hipóteses b) e c), encontramos a equação do factor de expansão  $Y$ :

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_\gamma x_T} \quad (15)$$

Onde  $F_\gamma = \gamma / 1,4$ , é um factor que relaciona o calor específico do fluido em relação ao ar ( $\gamma_{ar} = 1,4$ ) – hipótese b); e  $x_T$  é o factor do coeficiente de pressão diferencial em *choked flow* determinado experimentalmente, que depende da geometria da válvula bem como da posição de abertura – hipótese c). No caso de um fluido compressível, o escoamento quase sempre é turbulento pelo que a influência do número de Reynolds no factor de expansão não é considerada.

O valor de  $x$  a utilizar na equação ( 15 ) não deverá ser superior ao produto  $F_\gamma x_T$ . No caso de  $x > F_\gamma x_T$ , então o escoamento torna-se crítico - *choked flow* - e  $Y = 0,667$ . Na Figura 17, é possível ver a influência do factor do coeficiente de pressão diferencial em *choked flow*  $x_T$  no factor de expansão  $Y$ , para um dado  $F_\gamma$ .

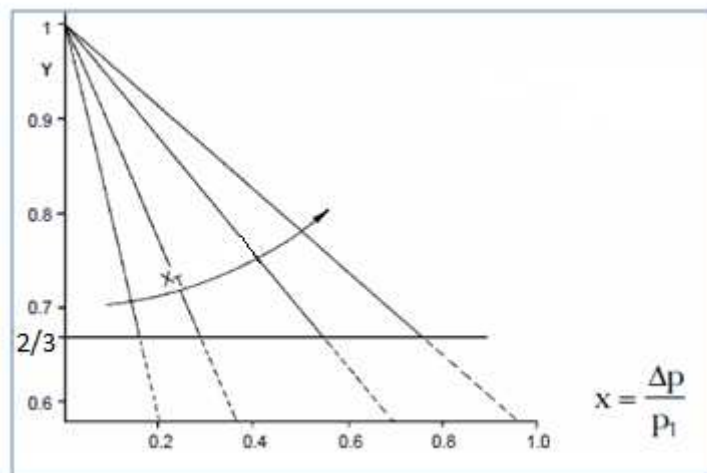


Figura 17 – Factor de expansão  $Y$ . (Parcol)

#### 2.4.5.5 FACTOR DE COMPRESSIBILIDADE $Z$

Algumas das equações de dimensionamento das válvulas não contêm um termo que contabilize a densidade real do fluido às condições a montante da válvula. Em vez disso, a densidade é inferida para condições de pressão e temperatura a montante baseada na lei dos gases perfeitos. Sob as mesmas condições, o comportamento de um gás pode desviar-se do ideal (equação gases perfeitos). Nestes casos, o factor de compressibilidade  $Z$  deve ser introduzido de modo a corrigir esse desvio.  $Z$  é função da pressão reduzida  $p_r$  e da temperatura reduzida  $T_r$ , conforme se pode ver na Figura 18. A pressão reduzida  $p_r$  é definida pela relação entre a pressão a montante da válvula  $p_1$  e a pressão crítica do fluido  $p_c$ ,

( $p_r = p_1/p_c$ ). Do mesmo modo, a temperatura reduzida é definida pela relação entre a temperatura a montante da válvula  $T_1$  e a temperatura crítica do fluido  $T_c$ , ( $T_r = T_1/T_c$ ).

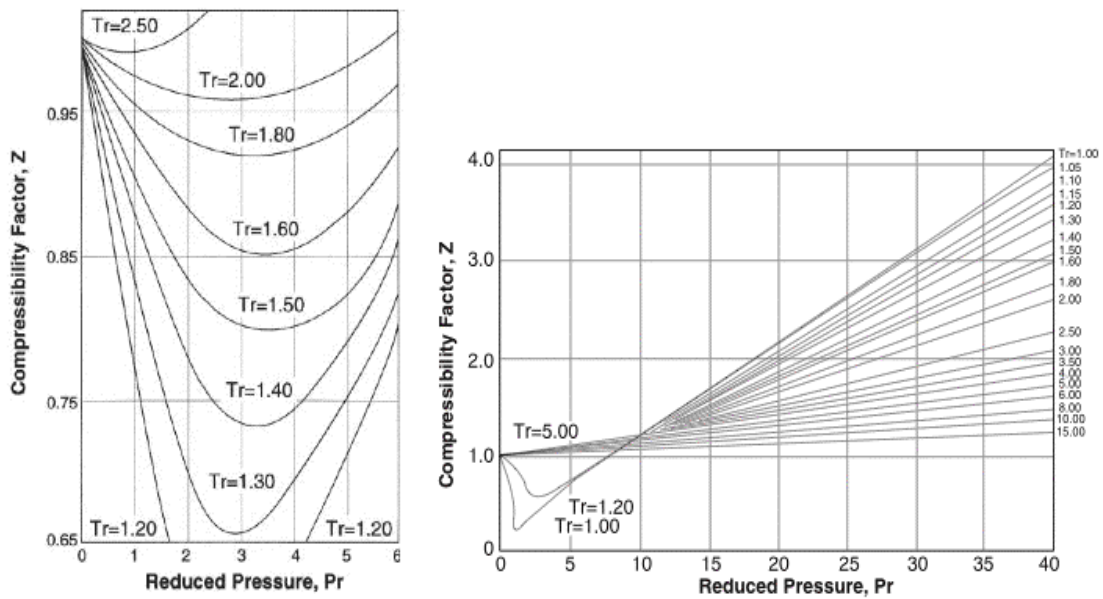


Figura 18 – Factor de compressibilidade Z, para pressões reduzidas  $p_r \leq 6$  e  $p_r \leq 40$ . (Skousen, 2004, pp. 311-312)

#### 2.4.5.6 FACTOR DO COEFICIENTE DE PRESSÃO DIFERENCIAL EM *CHOKED FLOW* $x_T$

Em presença de fluidos compressíveis,  $x_T$  é o factor do coeficiente de pressão diferencial em *choked flow* para uma válvula instalada de acordo com a Figura 10. Se a pressão a montante  $p_1$  for mantida constante e a pressão a jusante  $p_2$  for sucessivamente reduzida, o caudal mássico que passa na válvula vai aumentar até atingir um valor máximo referido como escoamento limite *choked flow*. Diminuindo a pressão a jusante  $p_2$  não irá aumentar o caudal.

Este limite é atingido quando a pressão diferencial  $x = \Delta p/p_1$  atinge o valor de  $F_\gamma x_T$ . O limite do valor de  $x$  é definido como factor do coeficiente de pressão diferencial em *choked flow*  $x_T$ . O valor de  $x$  utilizado em qualquer uma das equações de dimensionamento para fluidos compressíveis e o factor de expansão  $Y$  (equação ( 15 )), deve ser tomado até este limite mesmo que a queda de pressão na válvula seja superior. Assim o valor de  $Y$  pode variar entre  $2/3$  quando  $x = F_\gamma x_T$ , até 1,0 para quedas de pressão muito pequenas.

Naturalmente o valor de  $x_T$  varia com a geometria da válvula e com a sua própria abertura. A determinação deste parâmetro não é objectivo experimental deste trabalho uma vez que se trata de um fluido compressível.

#### 2.4.5.7 FACTOR DO NÚMERO DE REYNOLDS $F_R$

O factor do número de Reynolds é definido pela relação entre o coeficiente de escoamento  $K_V$  para regime **não turbulento** e o correspondente coeficiente de escoamento calculado em regime **turbulento**, sob as mesmas condições da instalação. Caso não seja possível obter  $F_R$  experimentalmente, a norma IEC 60534-2-1 sugere que o seu valor pode ser estimado através de diagramas como o da Figura 19 *versus* o número de Reynolds da válvula,  $Re_v$ , cuja equação é a seguinte:

$$Re_V = \frac{N_4 F_D Q}{v \sqrt{K_V F_L}} \left( \frac{F_L^2 K_V^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4} \quad (16)$$

Nesta equação foi introduzido o factor de alteração da geometria da válvula  $F_D$  que tem em conta a geometria do obturador na secção da *vena contracta*. A sua determinação pode ser feita experimentalmente sendo que para válvulas de pequena dimensão como a que irá ser utilizada, é extremamente difícil a sua execução. De acordo com a norma IEC 60534-2-3 pág. 33, a determinação de  $F_D$  apenas é possível se estivermos em presença de um escoamento laminar perfeitamente desenvolvido que ocorrerá em situações onde  $Re_V$  é inferior a 100, ou  $F_R$  inferior a 0,26.

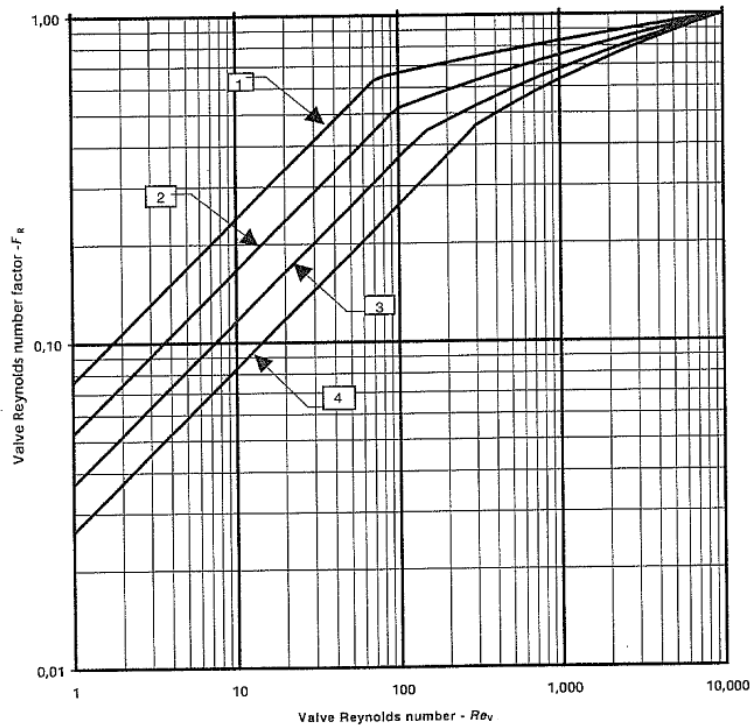


Figura 19 – Factor do número de Reynolds  $F_R$  em função de  $Re_V$  para diferentes válvulas 1, 2, 3, 4. (Retirado da norma IEC 60534-2-1 pág. 21).

De acordo com a mesma norma, na ausência de diagramas como o da Figura 19, o factor do número de Reynolds  $F_R$  pode ser determinado pelas seguintes equações:

- Válvulas onde  $K_V/d^2 \geq 0,016N_{18}$  e que  $Re_V \geq 10$

No caso de regime de transição:

$$F_R = 1 + \left( \frac{0,33 F_L^{1/2}}{n_1^{1/4}} \right) \log_{10} \left( \frac{Re_V}{10000} \right) \quad (17)$$

onde:

$$n_1 = \frac{N_2}{\left( \frac{K_V}{d^2} \right)^2} \quad (18)$$

Ou no caso de regime laminar totalmente desenvolvido:

$$F_R = \frac{0,026}{F_L} \sqrt{n_1 \text{Re}_V} \quad (\text{não exceder } F_R = 1) \quad (19)$$

Deverá ser utilizado o menor valor de  $F_R$  obtido das equações ( 17 ) e ( 19 ). No caso de  $\text{Re}_V < 10$ , utilizar a equação ( 19 ). As equações ( 19 )( 18 )( 19 ) são baseadas em dados experimentais para válvulas de globo totalmente abertas, pelo que a sua precisão pode não ser suficiente para posições de abertura inferiores.

- Válvulas onde  $K_V/d^2 < 0,016N_{18}$  e que  $\text{Re}_V \geq 10$

No caso de regime de transição:

$$F_R = 1 + \left( \frac{0,33F_L^{1/2}}{n_2^{1/4}} \right) \log_{10} \left( \frac{\text{Re}_V}{10000} \right) \quad (20)$$

onde:

$$n_2 = 1 + N_{33} \left( \frac{K_V}{d^2} \right)^{1/2} \quad (21)$$

Ou no caso regime laminar totalmente desenvolvido:

$$F_R = \frac{0,026}{F_L} \sqrt{n_2 \text{Re}_V} \quad (\text{não exceder } F_R = 1) \quad (22)$$

Deverá ser utilizado o menor valor de  $F_R$  obtido das equações ( 20 ) e ( 22 ). No caso de  $\text{Re}_V < 10$ , utilizar a equação ( 22 ).

#### 2.4.6 SÍNTESE DAS EQUAÇÕES DE DIMENSIONAMENTO

Uma vez introduzidos e discutidos os factores que influenciam o comportamento de uma válvula de controlo, pretende-se nesta subsecção, fazer uma síntese que permita de um modo prático, dimensionar uma válvula de controlo para uma determinada situação. A Figura 20 e a Figura 21 representam diagramas de blocos que deverão ser utilizados durante o dimensionamento de uma válvula de controlo para aplicações de fluidos incompressíveis e fluidos compressíveis respectivamente. Em ambas as situações, o procedimento de dimensionamento de uma válvula é iterativo até a condição ( $0,98 < K_V / K_{Vi} < 1$ ) ser verificada, em que  $K_V$  é o coeficiente de escoamento calculado pelas equações de dimensionamento, e  $K_{Vi}$  é o coeficiente de escoamento da válvula  $i$  seleccionada.

No caso de fluidos incompressíveis, o processo inicia-se pela selecção arbitrária de uma válvula  $i$  (normalmente em função do diâmetro da tubagem) onde são conhecidos  $K_{Vi}$ ,  $F_{Li}$  e  $F_{Di}$ . Em seguida são identificadas as condições críticas do escoamento nomeadamente o caudal máximo  $Q_{Max}$ , pressão à entrada da válvula  $p_1$ , diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ) e temperatura à entrada  $T_1$ . Utilizando a equação ( 14 ) e recorrendo a tabelas termodinâmicas, determinam-se as variáveis  $F_F$  e  $p_v$ . Neste momento o principal objectivo será determinar para as condições críticas do escoamento, que tipo de escoamento se irá verificar, pela relação  $\Delta p < F_L^2 (p_1 - F_F p_v)$ . No caso de esta ser verificada significa que o escoamento limite não foi alcançado pelo que deverá ser efectuado a determinação de  $\text{Re}_V$ , segundo a equação ( 16 ), de forma a identificar o regime do escoamento. Se  $\text{Re}_V$  for superior a 10 000, o regime é turbulento pelo que poderá ser utilizada a equação ( 7 ) para a determinação de  $K_V$ . No caso de o regime não ser turbulento, isto é,  $\text{Re}_V$  não ser superior a 10 000, deverá ser determinado o

factor do número de Reynolds  $F_R$  de acordo com o que foi dito na subsecção 2.4.5.7 e utilizada a equação ( 11 ) na determinação de  $K_V$ . Se a condição  $\Delta p < F_L^2 (p_1 - F_F p_v)$  não for verificada, a válvula irá operar num escoamento limite pelo que é provável que ocorra o fenómeno de cavitação. Nesta situação, se não for possível alterar as condições críticas do escoamento, a determinação de  $K_V$  deverá ser feita utilizando a equação ( 8 ). Calculado o coeficiente de escoamento  $K_V$  de acordo com as equações de dimensionamento, este deverá ser comparado com o valor da válvula  $i$  seleccionada, como foi atrás referido.

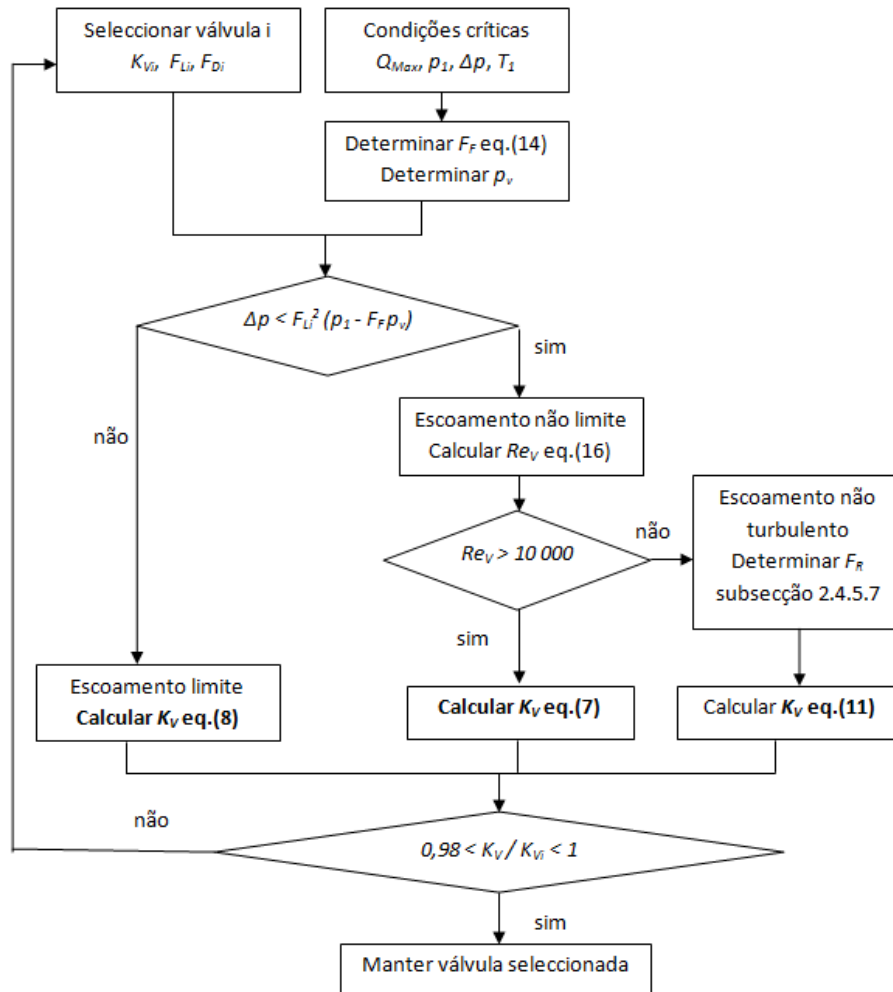


Figura 20 – Diagrama de blocos para o dimensionamento de uma válvula de controlo – fluido incompressível.

Na situação de serem utilizados fluidos compressíveis o procedimento é idêntico, no entanto os parâmetros que influenciam são diferentes. Assim, é seleccionada uma válvula  $i$  arbitrariamente onde são conhecidos  $K_{Vi}$ ,  $x_{Ti}$ ,  $F_{Li}$  e  $F_{Di}$ . Através das condições críticas do escoamento: caudal máximo  $Q_{Max}$ , coeficiente de pressão diferencial  $x = \Delta p / p_1$ , temperatura à entrada  $T_1$ , e da natureza do fluido em casa, determina-se as variáveis  $F_\gamma$  e  $Z$ . Em seguida, a relação  $x < F_\gamma x_T$  é estabelecida de modo a poder identificar o tipo de escoamento. No caso da relação se verificar, significa que o escoamento não atingiu a situação de *choked flow* pelo que deverá ser efectuada a determinação de  $Re_V$ , segundo a equação ( 16 ), de forma a identificar o regime do escoamento. Se  $Re_V$  for superior a 10 000, o regime é turbulento pelo que deverão ser utilizadas as equações ( 15 ) e ( 9 ) para a

determinação de  $Y$  e  $K_V$  respectivamente. No caso de o regime não ser turbulento, isto é,  $Re_V$  não ser superior a 10 000, deverá ser determinado o factor do número de Reynolds  $F_R$  de acordo com o que foi dito na subsecção 2.4.5.7 e utilizada a equação ( 12 ) na determinação de  $K_V$ . Por outro lado, se a condição  $x < F_\gamma x_T$  não for verificada, significa que foi atingida a situação de *choked flow* pelo que o factor de expansão  $Y$  terá o valor de 0,667, e a equação ( 10 ) deverá ser utilizada na determinação de  $K_V$ . Calculado o coeficiente de escoamento  $K_V$  de acordo com as equações de dimensionamento, este deverá ser comparado com o valor da válvula  $i$  seleccionada, como foi atrás referido.

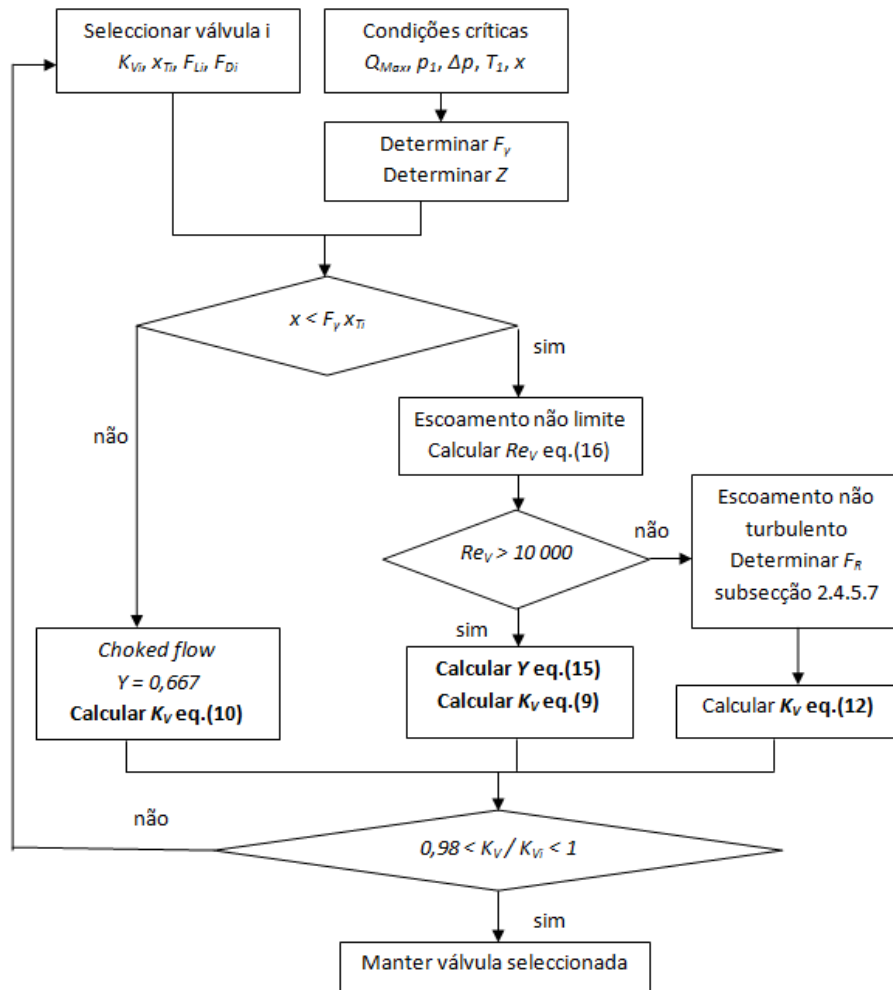


Figura 21 – Diagrama de blocos para o dimensionamento de uma válvula de controle – fluido compressível.

## 2.5 PROBLEMAS COMUNS EM VÁLVULAS

Nesta secção ir-se-á abordar alguns dos problemas que ocorrem durante o funcionamento das válvulas. Para isso será necessário em primeiro lugar, entender o que ocorre no interior da válvula à medida que o fluido a atravessa. Considerando um escoamento ao longo de uma linha de corrente  $x$ , que atravessa uma válvula, a equação de Bernoulli pode ser aplicada do seguinte modo:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_x + \frac{1}{2} \rho v_x^2 \quad (23)$$

onde  $v$  corresponde à velocidade do fluido.

Analisando a equação ( 23 ) facilmente se compreende que existe uma relação entre a queda de pressão e a diferença dos quadrados das velocidades em dois pontos distintos da linha do escoamento.

De facto, conforme se pode ver na Figura 22, à medida que o fluido se aproxima da restrição da válvula, a sua velocidade aumenta pelo que a pressão diminui. Existe um ponto, no qual, a pressão é mínima e a velocidade tem o seu valor máximo. Esse ponto é denominado *vena contracta* e situa-se imediatamente após a restrição da válvula, podendo essa distância variar em função das pressões envolvidas. Após a *vena contracta*, a velocidade do fluido diminui uma vez que a área de passagem aumenta, pelo que ocorre a recuperação da pressão. No entanto, a pressão não atinge o valor inicial porque essa energia fora dissipada por forças de atrito junto das superfícies internas do tubo. A diferença entre a pressão a montante e a jusante da válvula traduz a perda de carga introduzida pela válvula enquanto a diferença entre a pressão a jusante e a ocorrida na *vena contracta* é parcialmente recuperada.

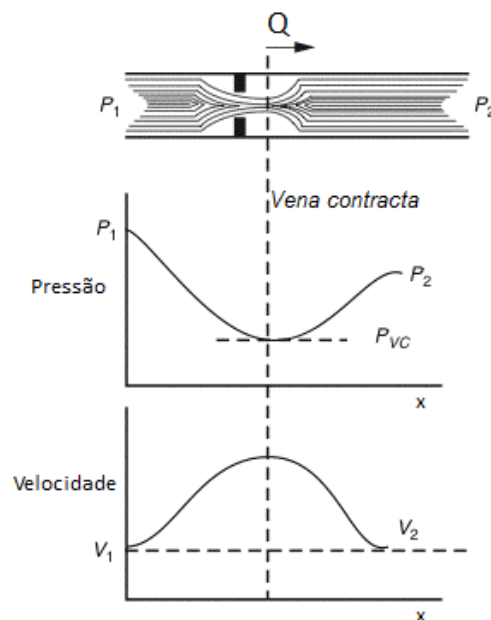


Figura 22- Localização da *vena contracta* do ponto de vista da restrição, pressão e velocidade.

Admitindo uma pressão a montante constante, o caudal de fluido pode aumentar pela diminuição da pressão a jusante, isto é, pelo aumento da queda de pressão na válvula. No entanto, no caso de aplicações envolvendo líquidos, o caudal será limitado por uma queda de pressão inferior à pressão de saturação do fluido, a qual irá originar bolhas de vapor ou bolsas de gás, denominados fenómenos de cavitação ou *flashing* respectivamente. Por outro lado, em

aplicações envolvendo gases, quando o escoamento atinge a velocidade do som, a válvula não terá capacidade de aumentar o caudal mesmo com o aumento da queda de pressão, denominado fenómeno de *choked flow*.

Apesar da definição clássica de *choked flow* se aplicar a gases quando estes atingem a velocidade do som, também ela pode ser aplicada em situações envolvendo líquidos. Isto deve-se ao facto de *choked flow*, do ponto de vista das válvulas, representar uma situação em que o caudal atingiu um valor máximo.

A cavitação é um fenómeno termodinâmico que se manifesta nos líquidos em movimento rápido, onde devido à diminuição da pressão abaixo da pressão de saturação do fluido, ocorre a sua vaporização originando a formação de bolhas de vapor. Como já foi referido, as bolhas assim formadas, ao seguirem as linhas de corrente, rapidamente entram em regiões onde a pressão volta a aumentar e colapsam originando pressões elevadas. De acordo com (Skousen, 2004), o aparecimento e implosão de bolhas de vapor envolve cinco estágios: primeiro, a pressão do líquido torna-se inferior à pressão de saturação do líquido à medida que a velocidade aumenta na restrição da válvula. Segundo, o líquido expande em vapor em torno de um núcleo formado por impurezas do próprio líquido. Terceiro, a bolha cresce até que o escoamento se afasta da zona da *vena contracta* e o aumento da pressão (pressão de recuperação) inibe o seu crescimento. Quarto, à medida que a área de escoamento aumenta, a velocidade diminui e a pressão aumenta fazendo com que a bolha colapse ocorrendo a sua implosão em líquido. Quinto, no caso da bolha de vapor estar localizada junto da superfície da válvula, a força da implosão é direccionada para a superfície da parede originando desgaste do material. Além de danificar a superfície interna das válvulas, a cavitação dá origem a vibrações e ruídos intensos e desagradáveis.

O *flashing* é um fenómeno que surge também devido à vaporização do líquido por efeito da diminuição da pressão, diferindo da cavitação pelo facto de não haver em seguida um aumento suficiente da pressão, passando assim o líquido ao estado gasoso e nele permanecendo. O *flashing* pode provocar vibrações da válvula e ruído, embora as suas consequências não sejam tão graves como os da cavitação.

Na Figura 23 representa-se a perda de carga originada por uma válvula nas situações em não há nem cavitação nem *flashing*, para o caso em que há cavitação e para o caso em que há *flashing*.

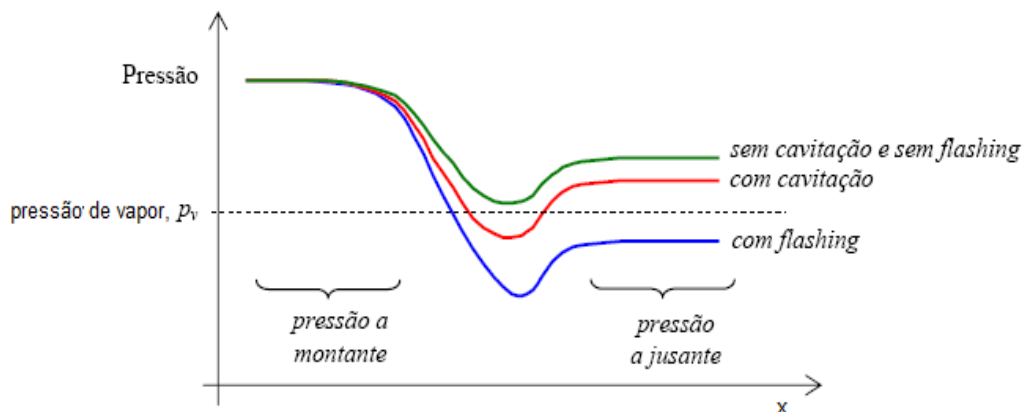


Figura 23- Perda de carga de uma válvula para a situação de cavitação e *flashing*.

A redução de problemas de cavitação e *flashing* pode ser feita utilizando várias técnicas, nomeadamente: pela modificação do circuito para que a válvula não seja instalada numa zona de baixas pressões (se tal for possível); colocando a jusante da válvula uma placa perfurada que introduza uma perda de carga, de modo a aumentar a contra pressão na válvula, reduzindo assim a queda de pressão; utilizando válvulas de múltiplos estágios de queda de pressão ou com vários orifícios; utilizando materiais e revestimento das superfícies internas da válvula adequados.

O ruído produzido por uma válvula pode ser uma sobreposição de vários factores, dos quais os mais significativos são a cavitação e *flashing*, sendo a cavitação o mais importante. Também em aplicações envolvendo escoamentos gasosos, cuja velocidade se aproxima da velocidade do som, o ruído e vibrações fazem-se sentir podendo constituir alguns problemas de funcionamento.

Outros problemas comuns em válvulas podem ocorrer devido a fenómenos químicos: a corrosão dos constituintes da válvula por parte do fluido aumenta a rugosidade interior, prejudicando as características do escoamento.

### 3 INSTALAÇÃO E EQUIPAMENTOS

#### 3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo descreve-se a instalação e os equipamentos utilizados neste trabalho e procura-se transmitir a experiência adquirida durante a sua realização.

Na subsecção 3.2 estão indicadas as recomendações para as características da instalação e equipamentos de acordo com a norma IEC 60534-2-3. Seguidamente, na subsecção 3.3 será descrita a instalação adoptada e será explicado de que forma se procedeu à selecção da válvula de controlo de teste (subsecção 3.3.1).

Nas subsecções 3.4 e 3.5 apresentam-se os instrumentos utilizados na medição das diferentes variáveis do sistema e os procedimentos adoptados nas suas calibrações. Finalmente será feita uma análise de incertezas detalhada na subsecção 3.6.

#### 3.2 CARACTERÍSTICAS DA INSTALAÇÃO SEGUNDO A NORMA IEC 60534-2-3

Uma descrição sucinta da instalação experimental sugerida pela norma IEC 60534-2-3 pode ser vista na Figura 24.

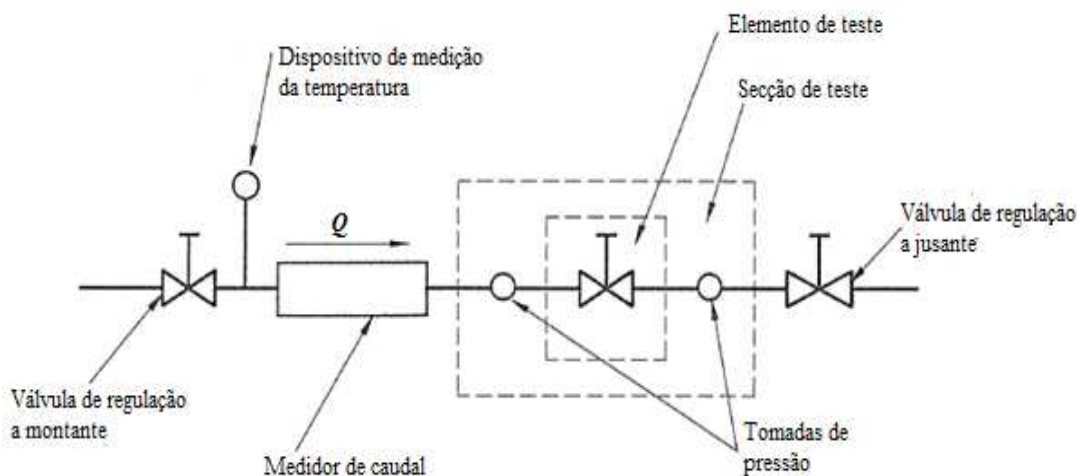


Figura 24- Descrição da instalação experimental – Norma IEC 60534-2-3

O **elemento de teste** é qualquer válvula ou combinação de válvula, redutor, expansor, ou outros acessórios para os quais seja necessária a sua caracterização pelos dados experimentais. No nosso caso, trata-se unicamente de uma válvula de teste uma vez que o seu diâmetro é o mesmo do da tubagem e cuja característica se pretende determinar.

A **secção de teste** consiste em dois segmentos de tubagem conforme é mostrado na Figura 25. Os segmentos da tubagem a jusante e a montante, adjacentes ao elemento de teste deverão ter o mesmo diâmetro nominal. Isto significa no nosso caso, que as tubagens adjacentes à válvula terão o mesmo diâmetro nominal que a própria válvula de teste. Para válvulas com diâmetros nominais não superiores a 250 mm e com pressões não superiores a 100 bar, a diferença entre o diâmetro interior da tubagem e da válvula de teste terá de ser inferior a  $\pm 2\%$ . A superfície interior da tubagem deverá ter o mínimo de rugosidade para evitar demasiadas perturbações no escoamento.

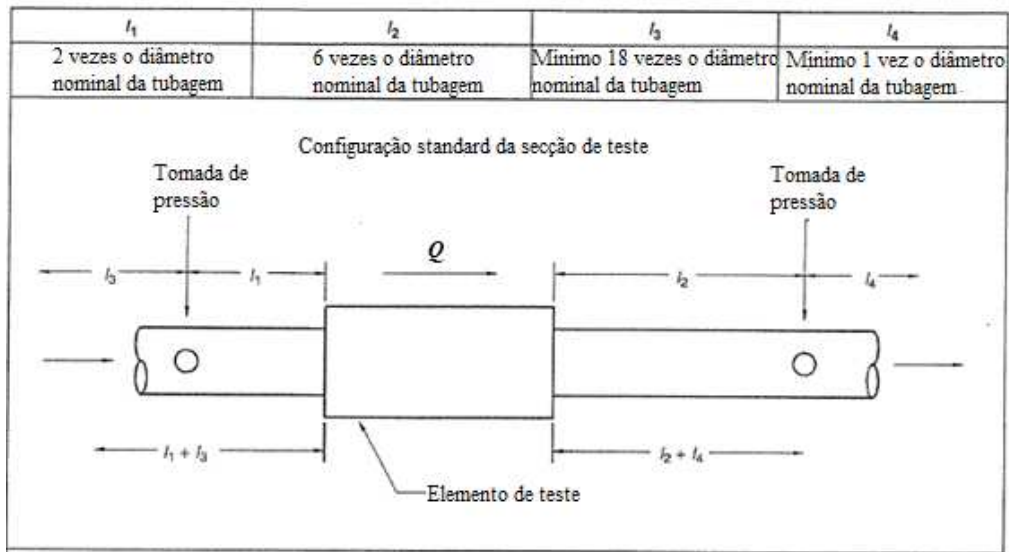


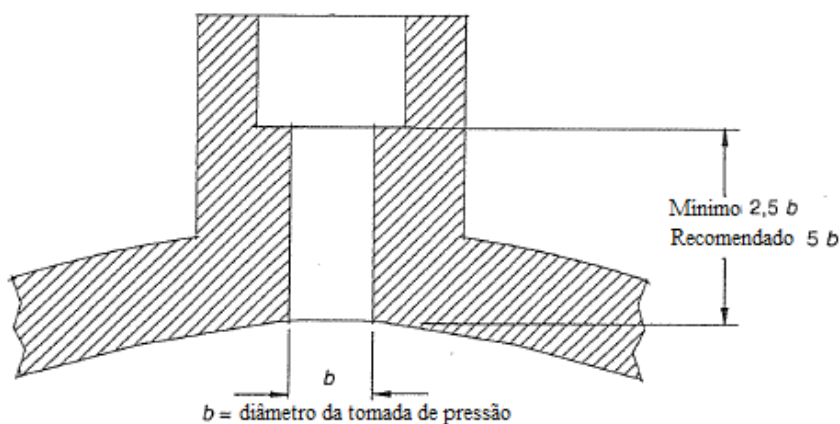
Figura 25- Requisitos da tubagem da secção de teste – Norma IEC 60534-2-3

A **válvula de regulação a montante** é utilizada para controlar a pressão à entrada da secção de teste. A **válvula de regulação a jusante** é utilizada para o controlo durante o ensaio experimental. Em conjunto, permitem controlar a queda de pressão ao longo da secção de teste mantendo uma determinada pressão a montante. Não existem restrições no uso destas válvulas, no entanto, a válvula de regulação a jusante poderá ter um diâmetro superior ao da válvula de teste para garantir que no interior desta, possa ocorrer escoamento sónico em aplicações de gases.

O **medidor de caudal** pode ser colocado a montante ou jusante da secção de teste e deverá ter um erro inferior a  $\pm 2\%$  do valor real. Deve ser calibrado sempre que se justifique.

As **tomadas de pressão** deverão ser localizadas na tubagem da secção de teste de acordo com a Figura 25, e deverão cumprir as recomendações da ilustração da Figura 26. Para tubagens de diâmetro inferior a 50 mm, o diâmetro  $b$  da tomada de pressão não deve ser inferior a 3 mm nem superior a 6 mm (ou não superior a 10% do diâmetro nominal da tubagem, aquele que for inferior). Ambas as tomadas de pressão deverão ter o mesmo diâmetro. Os furos deverão ser circulares e com o mínimo de rebarbas possível.

Para **fluidos incompressíveis**, as tomadas de pressão devem estar localizadas horizontalmente para reduzir a possibilidade de acumulação de sujidade, e devem intersectar o eixo central da tubagem através de ângulos rectos. No caso de **fluidos compressíveis**, a localização das tomadas de pressão pode ser feita na horizontal ou vertical.



Diâmetro da tubagem	Não superior	Não inferior
Inferior a 50 mm	6 mm	3 mm
Entre 50 a 75 mm	9 mm	3 mm
Entre 100 a 200 mm	13 mm	3 mm
Superior a 250 mm	19 mm	3 mm

Figura 26- Recomendações das ligações das tomadas de pressão – Norma IEC 60534-2-3

Podem ser utilizados quaisquer tipos de **medidores de pressão** que tenham uma margem de incerteza inferior a  $\pm 2\%$ . Devem ser calibrados sempre que se justifique.

A **temperatura do fluido** à entrada da secção de teste deve ser medida com uma precisão de  $\pm 1^\circ\text{C}$ . A sonda de medição da temperatura deve ser localizada de modo a ter o mínimo de influência no escoamento.

A **posição de abertura** da válvula de teste deverá ser estabelecida com um erro inferior a  $\pm 0,5\%$  do valor real, durante cada ensaio de teste.

Para tubagens da secção de teste com diâmetros superiores a 15 mm e inferiores a 25 mm, o **desalinhamento máximo** permitido entre o eixo da secção de teste e o eixo do elemento de teste, é de 0,8 mm.

### 3.3 DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO ADOPTADA

A Figura 29 representa esquematicamente a instalação experimental utilizada neste trabalho. O reservatório de água (1) com capacidade para 1000 litros alimentava uma electrobomba (2), modelo SV211F15 da Lowara, cuja característica permitia obter um caudal máximo nominal de  $4,2 \text{ m}^3/\text{h}$  para uma altura manométrica de 40 m de coluna de água (curva característica da electrobomba encontra-se em Anexo). Ambos estavam localizados no exterior do piso superior ao laboratório, Figura 27, sendo a água conduzida em tubo INOX de 22 mm (11) ao piso inferior onde iria servir a zona de teste (14), montada numa banca de ensaios, Figura 28. As válvulas (3) e (5) são válvulas de corte e permitem interromper o funcionamento da instalação. Entre estas válvulas, encontra-se uma válvula de controlo (4) que actua no sistema de modo a ser obtida a pressão de funcionamento desejada. Esta válvula é controlada por um dispositivo pneumático accionado por um manómetro onde é possível regular a pressão desejada.

Na zona de teste (14), o redutor de pressão (6) permitia regular a pressão a montante da válvula de teste (8), enquanto a válvula de ajuste fino (9) permitia regular a pressão a jusante.

Na zona de teste utilizou-se tubo em PVC de diâmetro nominal de 15 mm de acordo com os requisitos impostos pela norma IEC 60534-2-3 e pelas dimensões da válvula de teste (8). Após a zona de teste (14) foi colocada uma mangueira flexível de 19 mm de diâmetro (13) que assegurava o retorno de água ao reservatório (1) pelo exterior do edifício. Apesar de assegurar o retorno da água, a mangueira (13) aumentava significativamente as perdas de carga do sistema devido ao seu longo comprimento, pelo que em alguns ensaios, foi substituída sendo a descarga da água feita directamente para o exterior através de uma mangueira (15) de 1 metro de comprimento. Assim era possível aumentar o caudal uma vez que as perdas de carga eram menores.



Figura 27 – Foto tirada no piso superior ao laboratório. 1- Reservatório de água; 2- Electrobomba; 13- Mangueira de retorno.

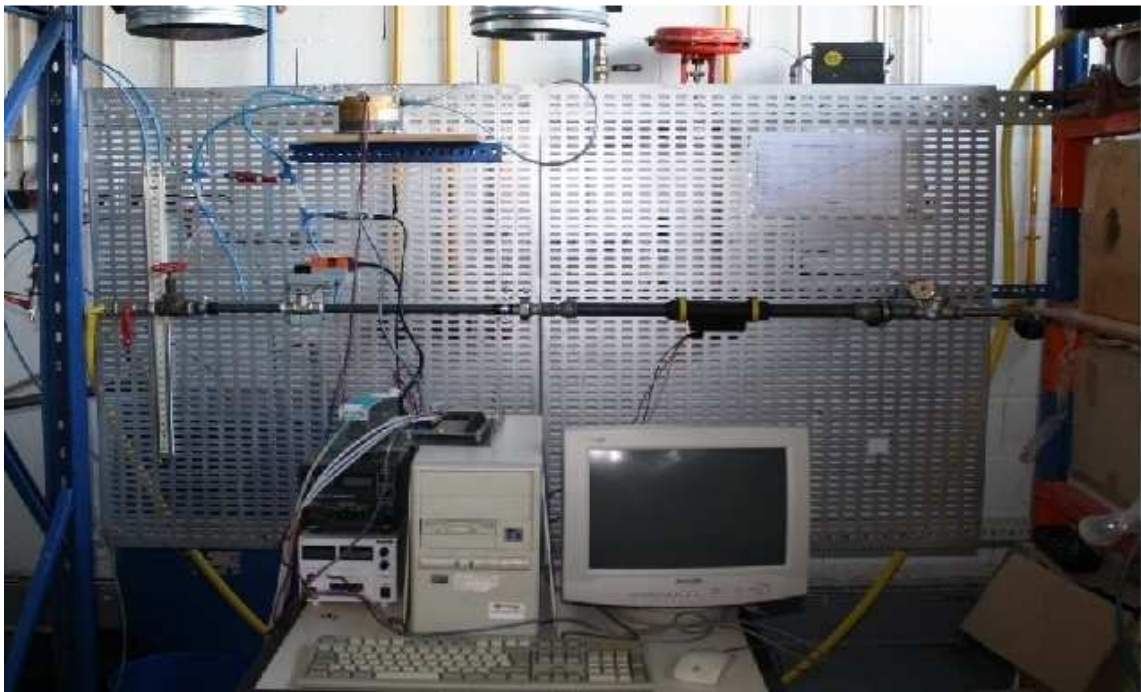


Figura 28 – Foto tirada no laboratório – Banca de ensaios na zona de teste.

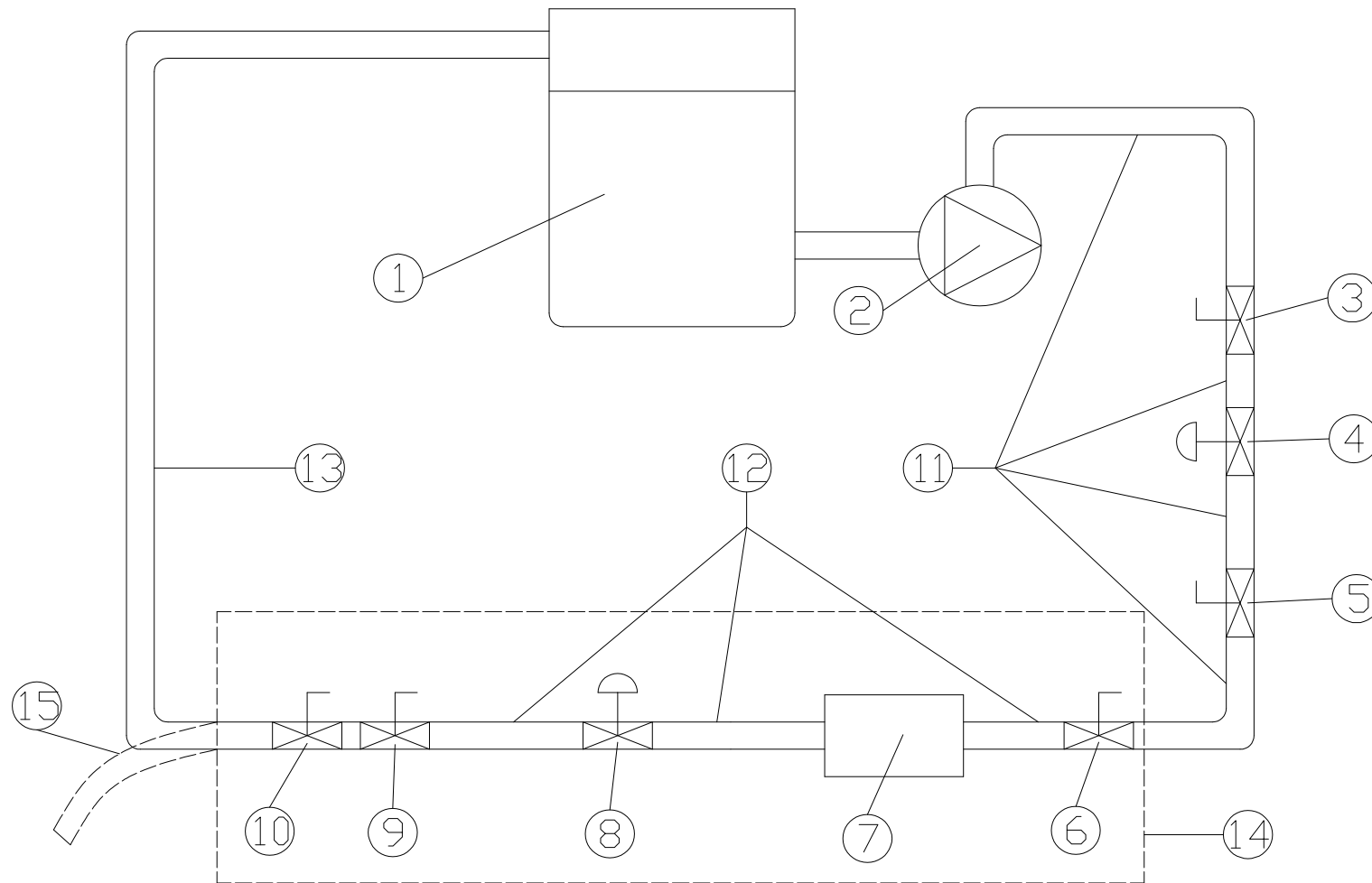


Figura 29 – Esquema da instalação experimental: 1- Reservatório de água; 2- Electrobomba; 3- Válvula de corte; 4- Válvula de controlo; 5- Válvula de corte; 6- Redutor de pressão; 7- Transmissor de caudal do tipo turbina; 8- Válvula de teste; 9- Válvula de ajuste fino; 10- Válvula de corte; 11- Tubo em INOX 22 mm; 12- Tubo em PVC 15 mm; 13- Mangueira de retorno; 14- Zona de teste; 15- Mangueira.

### 3.3.1 DIMENSIONAMENTO DA VÁLVULA DE CONTROLO DE TESTE

O principal componente de toda a instalação experimental foi a válvula de controlo tendo sido adquirida de acordo com os objectivos do trabalho. O dimensionamento da válvula teria de corresponder às características da instalação, nomeadamente às pressões e caudais máximos possíveis permitidos pela electrobomba. Quanto à sua característica, pretendia-se uma válvula de igual percentagem de modo a ser possível um melhor controlo de caudal para todas as posições de abertura. A válvula teria de vir equipada com um actuador eléctrico provido de um posicionador onde fosse possível por um lado, ajustar o posicionamento da válvula desejado, e por outro, medir a cada instante, o real posicionamento desta.

Atendendo às características da electrobomba, modelo SV211F15 da Lowara, o caudal máximo seria de 4,2 m<sup>3</sup>/h de água impondo uma altura manométrica de 40 m de coluna de água, ou seja, uma pressão disponível à saída da electrobomba de cerca de 3,9 bar.

Deste modo, a válvula seleccionada foi a R213 da Belimo, equipada pelo actuador LR24-SR que se pode ver na Figura 30. Trata-se de uma válvula rotativa cujo obturador tem a forma de uma bola segmentada. Imediatamente antes da bola está colocado um disco caracterizador que permite a obtenção de uma característica de igual percentagem. O coeficiente de escoamento fornecido pelo fabricante para a válvula totalmente aberta é de  $K_V = 4 \text{ m}^3/h$ .

Por outro lado, o actuador LR24-SR é alimentado com uma tensão de 24V e permite o posicionamento da válvula desejado através de uma entrada em tensão compreendida entre 2 e 10V. Paralelamente, possui um posicionador, que a cada instante gera uma tensão proporcional ao real posicionamento da válvula.

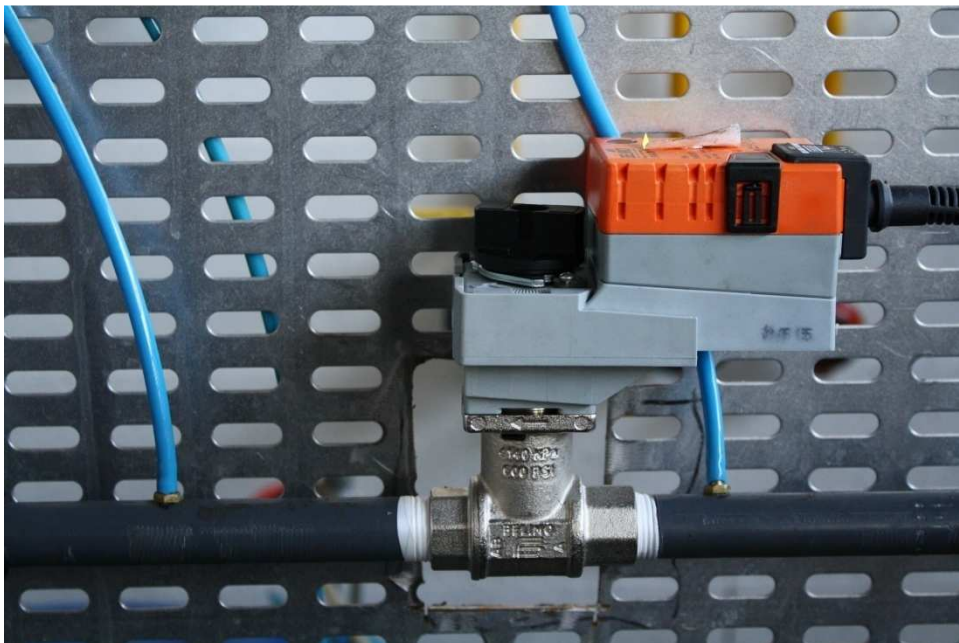


Figura 30- Foto da válvula de controlo testada. Modelo R213 da Belimo equipada com actuador eléctrico LR24-SR.

### 3.4 DESCRIÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO

Na execução deste trabalho foram necessárias realizar medições de pressão, caudal, posicionamento da válvula e temperatura. Os equipamentos utilizados para esse efeito bem

como as suas características são apresentados na Tabela 2. A numeração indicada na identificação dos instrumentos será utilizada ao longo do trabalho, nomeadamente na análise de incertezas da subsecção 3.6.

**Tabela 2 - Identificação dos diferentes equipamentos de medição utilizados.**

Sistema de medição	Equipamento	Identificação
Pressão	Transdutor de pressão	1
	Transdutor de pressão diferencial	2
	Manómetro de mercúrio em U	3
Caudal	Transmissor de caudal tipo turbina	4
	Balança, recipiente, cronómetro	5
Posicionamento da válvula	Posicionador	6
Temperatura	Termopar	7

### 3.4.1 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO

Para realizar as medições de pressão a montante e a jusante da válvula de controlo, foram efectuados dois furos horizontais na tubagem adjacente à válvula de controlo com 3 mm de diâmetro que distavam desta 30 mm e 90 mm respectivamente, e que iriam servir de tomadas de pressão.

Como se pode observar na Figura 31 as medições de pressão foram realizadas com três medidores de pressão distintos: transdutor de pressão, transdutor de pressão diferencial, manómetro de mercúrio em U.

A medição da pressão a montante da válvula de controlo foi realizada com o transdutor de pressão, modelo CTE8010GY0 da SensorTechnics, cuja gama de funcionamento permite medir pressões relativas entre 0 e 10 bar.

A medição da diferença de pressão a montante e a jusante da válvula de controlo foi realizada com um transdutor de pressão diferencial, modelo 630A da Dwyer, e com um manómetro de mercúrio em U montado no laboratório. O transdutor de pressão diferencial, permitia medir diferenças de pressão compreendidas entre 0,07 e 0,54 bar, enquanto o manómetro de mercúrio em U, com uma resolução de 0,5 mm permitia obter uma gama de medições superiores, compreendidas entre 0 e 0,74 bar. Com o intuito de equilibrar as pressões a montante e a jusante da válvula de controlo de forma a não danificar os instrumentos de medição, foi colocada uma válvula estabilizadora entre as duas tomadas de pressão. Esta válvula estabilizadora quando estava “aberta” anulava a diferença de pressão, sendo “fechada” quando se pretendia efectuar as medições. Todo o sistema de medição de pressões estava ligado através de tubos de plástico cheios de água com 3 mm de diâmetro.



**Figura 31 – Foto tirada na banca de ensaios. No cima da imagem é possível ver o transdutor de pressão diferencial. Do lado esquerdo, o manómetro de mercúrio em U. Entre a válvula testada e o transdutor de pressão diferencial encontra-se o transdutor de pressão que media a pressão a montante da válvula de teste. Na medição das diferenças de pressão, intercalou-se uma válvula estabilizadora entre as duas tomadas de pressão.**

O princípio de funcionamento dos transdutores de pressão baseia-se nas alterações da relutância de dois campos magnéticos originadas pela deformação elástica de um diafragma que separa duas bobinas de indução. Essa deformação é provocada pela diferença entre os valores de pressões que actuam de ambos os lados do diafragma.

Ambos os transdutores de pressão estavam ligados a um computador, equipado com um processador Intel 324, através de uma placa de aquisição de dados de 12 bits modelo PCL-818LS e de uma placa terminal PCLD-8115 da Advantech conforme se pode ver na Figura 32 e Figura 33. O software utilizado como interface na aquisição dos dados foi a versão 2.11 do programa Advantech GENIE.



**Figura 32- Foto do computador equipado com processador Intel 324.**



Figura 33 – Foto da placa terminal PCLD-8115 da Advantech. Foram adquiridas as tensões geradas pelo transdutor de pressão 1, transdutor de pressão diferencial 2, transmissor de caudal tipo turbina 4, posicionador do actuador da válvula de controlo 6.

A utilização dos dois transdutores de pressão em simultâneo tinha a vantagem de se poderem obter amostras de 60 medições cada, ao longo de 30 segundos; enquanto no caso da utilização do manómetro de mercúrio em U, apenas se obtinham amostras de 6 medições de pressão diferencial, aumentando o valor do seu desvio-padrão.

No caso de ser utilizado o manómetro de mercúrio em U, a diferença de pressões foi determinada segundo a equação:

$$p_1 - p_2 = (\rho_{Hg} - \rho_{H_2O})gh_{Hg} \quad (24)$$

Sendo  $\rho_{Hg}$  e  $\rho_{H_2O}$  as massas volúmicas do mercúrio e da água respectivamente, para a temperatura à entrada da válvula  $T_1$  medida durante o ensaio, e  $h_{Hg}$  a altura de mercúrio no interior do tubo.

### 3.4.2 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE CAUDAL

A fim de realizar as medições de caudal de fluido no interior da tubagem, foi instalado um transmissor de caudal do tipo turbina, modelo DFT-990 da Parker, a montante da zona de teste conforme é possível ver na Figura 34. O transmissor de caudal permitia efectuar medições de caudal compreendidas entre 0,4 e 3,3 m<sup>3</sup>/h.

O princípio de funcionamento deste transmissor de caudal baseia-se na relação entre o número de rotações por minuto da turbina localizada no seu interior e do caudal volúmico de fluido que passa. Por sua vez, o transmissor de caudal estava ligado ao mesmo computador e placa terminal descritos na Figura 32 e Figura 33.

Para cada ensaio eram obtidas amostras de 60 medições de caudal cada, em simultâneo com as amostras de medições obtidas pelos transdutores de pressão; sendo o valor médio e desvio padrão calculados posteriormente.



Figura 34 – Foto do transmissor de caudal tipo turbina colocado antes da válvula de teste.

No entanto, o transmissor de caudal do tipo de turbina mostrou-se inadequado na medição de caudais inferiores a  $0,4 \text{ m}^3/\text{h}$  bem como de caudais superiores a  $3,3 \text{ m}^3/\text{h}$ . Neste caso, o sistema de medição de caudal adoptado passou pela utilização de uma balança digital, da Sartorius, com um erro máximo de  $0,05 \text{ kg}$ ; de um recipiente com capacidade de  $13 \text{ l}$ ; e de um cronómetro digital com um erro máximo de  $0,01 \text{ s}$ . Assim sendo, o caudal volúmico era determinado pela seguinte equação:

$$Q = \frac{m/\rho}{t} \quad (25)$$

em que:

$m$  é a massa de água recolhida pelo recipiente, expressa em  $\text{kg}$ , medida com a balança digital;

$\rho$  é a massa volúmica da água, expressa em  $\text{kg}/\text{m}^3$ , retirada de tabelas de termodinâmica (depende da temperatura do fluido);

$t$  é o tempo decorrido em horas, medido com o cronómetro, durante a medição da massa de água no interior do recipiente.

### 3.4.3 SISTEMA DE MEDIÇÃO DO POSICIONAMENTO DA VÁLVULA

Como foi dito na subsecção 3.3.1, a válvula de controlo a testar, vem equipada com um posicionador cuja saída transmite um sinal de tensão proporcional à posição de abertura do obturador no interior da válvula. Assim sendo, uma tensão de  $2 \text{ V}$  corresponde à situação em que a válvula está fechada e uma tensão de  $10 \text{ V}$  corresponde à situação em que a válvula está  $100\%$  aberta. Esta tensão era medida em simultâneo com os outros sistemas de medição através do computador e placa terminal anteriormente descritos. Para cada ensaio eram obtidas amostras de  $60$  medições de tensão cada, sendo o valor médio e desvio padrão calculados posteriormente.

### 3.4.4 SISTEMA DE MEDIÇÃO DA TEMPERATURA

A medição da temperatura do fluido no interior da tubagem foi realizada por intermédio de um termopar, colocado junto do redutor de pressão (número 6 na Figura 29), que por sua vez estava ligado a um condicionador de sinal modelo 72-2065A da Tenma, provido de um visualizador, onde se fazia a leitura da temperatura em graus Celsius.

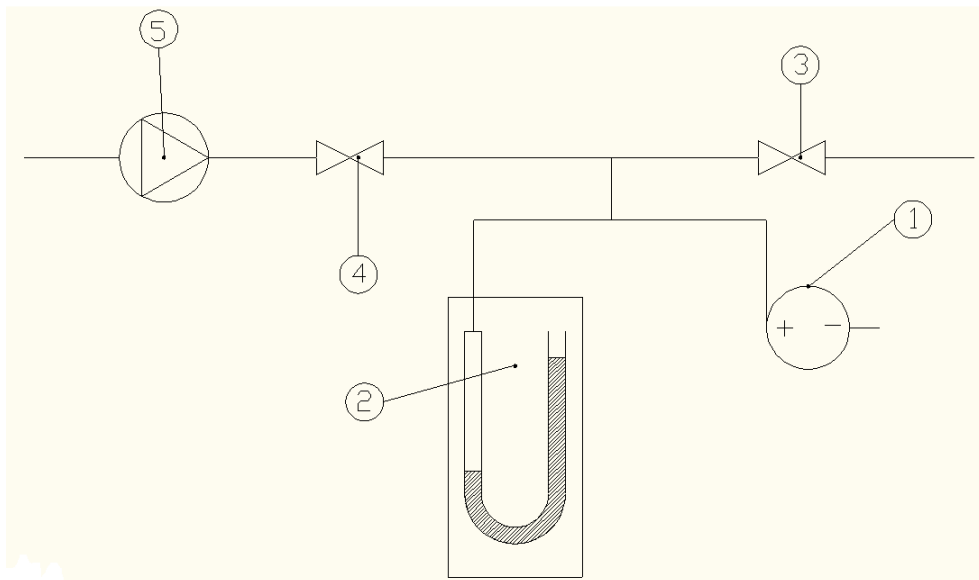
### 3.5 PROCEDIMENTOS DE CALIBRAÇÃO

Nesta secção será descrita a metodologia utilizada na calibração dos vários sistemas de medição, com especial atenção para o transdutor de pressão diferencial, modelo 630A da Dwyer, e para o transmissor de caudal do tipo turbina, modelo DFT-990 da Parker, uma vez que estes eram mais trabalhosos.

Relativamente ao transdutor de pressão, modelo CTE8010GY0 da SensorTechnics, foram realizados testes periódicos com o manómetro de mercúrio em U, de modo a verificar a calibração executada pelo fabricante, não tendo sido necessário, durante o período de medições, proceder a alterações dos referidos valores. No caso do manómetro de mercúrio em U, não foi necessário a sua aferição já que o princípio de funcionamento deste envolve apenas a medição de uma distância vertical de coluna de mercúrio em papel milimétrico.

Para o sistema de medição do posicionamento da válvula, foram realizados diversos testes de modo a verificar o sinal de tensão de 10 V ou 2 V para a situação em que a válvula se encontrava aberta ou fechada respectivamente. O modo mais correcto teria sido aferir o posicionamento da válvula através de um transferidor angular digital. Por motivos de simplificação admitiu-se, de acordo com as especificações do fabricante, que o sinal de tensão gerado pelo posicionador era proporcional ao posicionamento da válvula.

Por sua vez o transdutor de pressão diferencial, modelo 630A da Dwyer, foi calibrado uma única vez no início da actividade experimental, não tendo sido necessário, durante o período de medições, proceder a uma nova calibração. Na Figura 35 representa-se esquematicamente a instalação utilizada para calibrar o transdutor de pressão diferencial.



**Figura 35 – Instalação da calibração do transdutor de pressão diferencial; 1-Transdutor de pressão diferencial, 2- Manómetro de mercúrio em U, 3- Válvula de macho esférico, 4- Válvula de ajuste fino, 5- Compressor da instalação de ar comprimido do laboratório.**

No manómetro de mercúrio em U (2) de referência as diferenças de pressão geradas eram igualmente transmitidas ao transdutor a calibrar (1) por intermédio de tubos de plástico. Tanto o transdutor a calibrar (1) como o manómetro de mercúrio em U (2) tinham uma das suas extremidades directamente expostas à pressão atmosférica, garantindo a igualdade das diferenças de pressões obtidas nos dois instrumentos pela relação  $(p_1 - p_2) = \rho_{Hg} g h_{Hg}$ , sendo  $\rho_{Hg}$  a massa volúmica do mercúrio calculada para a temperatura do ar medida durante a

calibração de acordo com a equação ( 26 ). A válvula de ajuste fino (4), alimentada pela instalação de ar comprimido do laboratório, permitia aumentar ou diminuir a altura de mercúrio, e consequentemente a diferença de pressão aplicada ao transdutor (1). Durante a calibração o transdutor permaneceu no mesmo local onde era utilizado para realizar as medições, evitando possíveis alterações da curva de calibração pelo facto de se mudar a posição deste.

$$\rho_{Hg} [kg/m^3] = 13594,63 - 2,44 \times T [^{\circ}C] \quad (26)$$

A curva de calibração foi obtida por aplicação de diferenças de pressão crescentes quer decrescentes, a que correspondiam tensões lidas no monitor do computador que fazia a aquisição de dados, havendo o cuidado de distribuir de forma uniforme as leituras. Uma vez que no transdutor de pressão diferencial, a relação entre a pressão e a tensão era linear, a curva de ajuste utilizada foi uma recta pelo método dos mínimos quadrados. Na Figura 36 representa-se a curva de calibração obtida, juntamente com os dados experimentais que lhe deram origem assim como a equação da recta encontrada pelo método dos mínimos quadrados. A temperatura do ar medida ao longo da calibração foi de  $19 \pm 0,5 \text{ }^{\circ}C$ , correspondendo a uma massa volúmica do mercúrio de  $\rho_{Hg} = 13548,27 \text{ kg/m}^3$ .

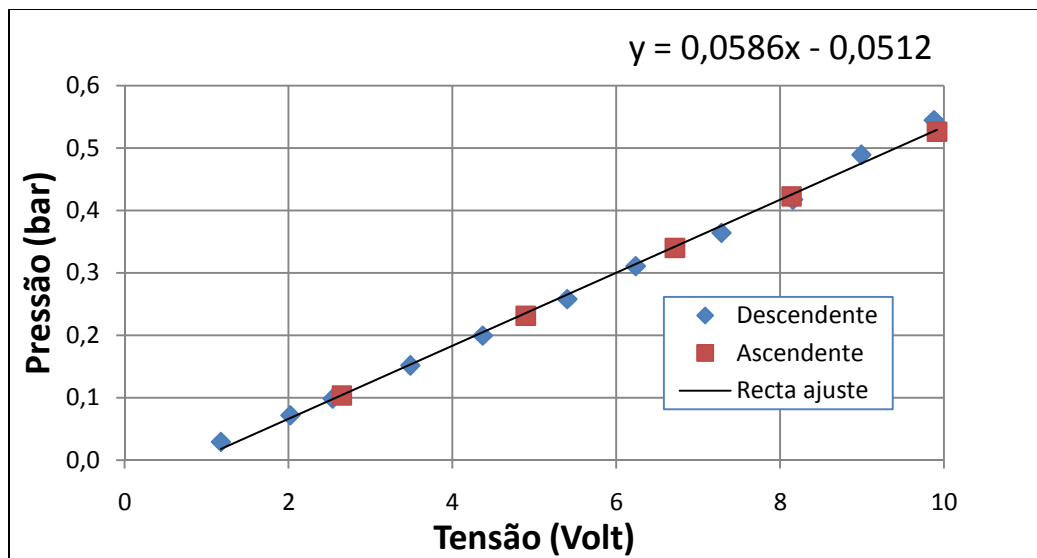


Figura 36 - Curva de calibração do transdutor de pressão diferencial, modelo 630A da Dwyer.

Finalmente o transmissor de caudal do tipo turbina, modelo DFT-990 da Parker, também foi calibrado uma única vez no início da actividade experimental. Para tal, utilizou-se a mesma instalação descrita na secção 3.3, na situação em que a mangueira não assegurava o retorno do caudal. Assim sendo, através da regulação da válvula de ajuste fino (número 9 na Figura 29), era possível aferir o caudal medido pelo transmissor com o caudal medido recorrendo ao sistema de medição de referência constituído pela balança digital, recipiente e cronómetro digital descritos na secção 3.4.2, utilizando para este efeito a equação ( 25 ). Para a determinação da massa volúmica, foi medida a temperatura da água e consultadas tabelas de termodinâmica. Durante a calibração, a temperatura medida foi de  $16 \pm 0,5 \text{ }^{\circ}C$  correspondendo a uma massa volúmica de  $998,946 \text{ kg/m}^3$ .

A curva de calibração foi obtida por aplicação de caudais volúnicos, a que correspondiam tensões lidas no monitor do computador que fazia a aquisição de dados, havendo o cuidado de distribuir de forma uniforme as leituras. Uma vez que no transmissor de caudal, a relação

entre o caudal volúmico e a tensão era linear, a curva de ajuste utilizada foi uma recta pelo método dos mínimos quadrados. Na Figura 37 representa-se a curva de calibração obtida, juntamente com os dados experimentais que lhe deram origem assim como a equação da recta encontrada pelo método dos mínimos quadrados.

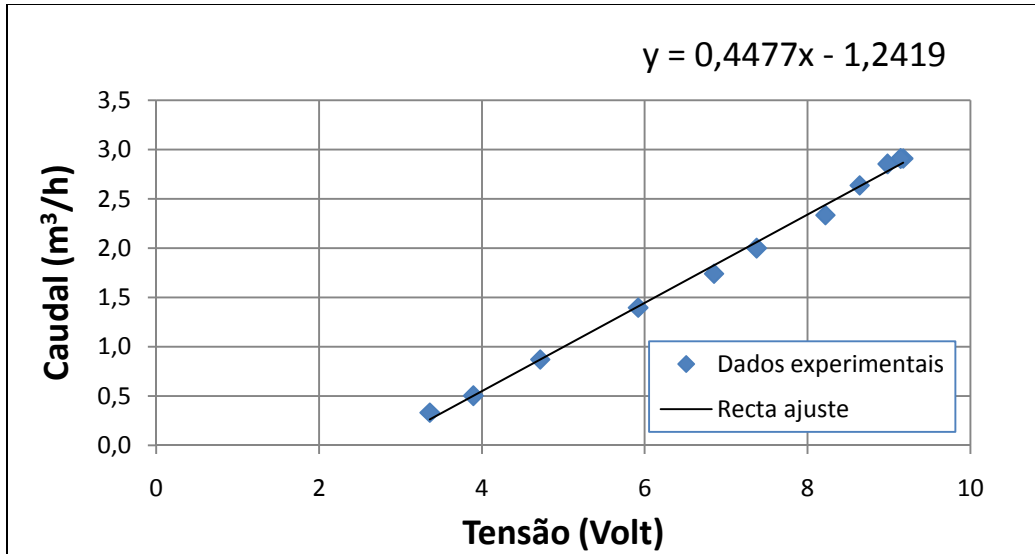


Figura 37 - Curva de calibração do transmissor de caudal tipo turbina, modelo DFT-990 da Parker.

### 3.6 ANÁLISE DE INCERTEZAS

Nesta secção, após uma introdução à metodologia adoptada no cálculo das incertezas em geral, será apresentado nas subsecções 3.6.1 a 3.6.4, o procedimento utilizado na determinação e quantificação das incertezas das grandezas directamente medidas pelos diversos equipamentos, nomeadamente pressão, caudal e posicionamento da válvula. Em seguida, na subsecção 3.6.5, serão apresentadas as incertezas associadas à propagação de erros no cálculo dos parâmetros da válvula de controlo utilizados na apresentação de resultados, como sejam  $K_V$ ,  $F_L$ ,  $F_R$ .

De acordo com vários autores (Coleman & Steele, 1999, p. 49), um resultado experimental,  $r$ , é no geral uma função de  $J$  variáveis  $X_i$ ,

$$r = r(X_1, X_2, \dots, X_J) \quad (27)$$

A incerteza no resultado,  $U_r$ , do ponto de vista de uma análise geral, é dada por:

$$U_r = \left[ \sum_{i=1}^J \left( \frac{\partial r}{\partial X_i} U_{X_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (28)$$

onde  $U_{X_i}$  representa as incertezas na medição das variáveis  $X_i$ .

Para além da análise geral acima referida, também se utilizou a análise detalhada de incertezas, proposta pelos mesmos autores (Coleman & Steele, 1999, pp. 83-128), onde já se consideram as duas componentes da incerteza, uma associada ao erro fixo, ou sistemático, e outra ao erro de precisão, ou aleatório. Desta forma, sendo  $B_r$  e  $P_r$  estimativas, com intervalos de confiança de 95%, dos limites para os erros fixo e de precisão respectivamente, a incerteza global de um resultado,  $U_r$ , será dada, na análise detalhada de incertezas, pela equação  $U_r = (B_r + P_r)^{1/2}$ .

De acordo com (Coelho, 2000, p. 80),  $B_r$  e  $P_r$  são calculados de acordo com as equações ( 29 ) e ( 31 ) respectivamente.

$$B_r = \left[ \sum_{i=1}^J \left( \frac{\partial r}{\partial X_i} B_{X_i} \right)^2 + \sum_{k=1}^J \frac{\partial r}{\partial X_i} \frac{\partial r}{\partial X_k} \rho_{ik} B_{X_i} B_{X_k} (1 - \delta_{ik}) \right]^{1/2} \quad (29)$$

onde o delta de Kronecker é

$$\delta_{ik} = \begin{cases} 1 & i = k \\ 0 & i \neq k \end{cases} \quad (30)$$

e o coeficiente de correlação entre os erros fixos das variáveis  $X_i$  e  $X_k$  é  $\rho_{ik} = \rho_{ki}$ . As derivadas relativas constituem os coeficientes de sensibilidade. A segunda parcela dentro da raiz quadrada na equação ( 29 ) é diferente de zero nos casos onde os erros fixos da medição de variáveis distintas não são independentes entre si, por exemplo quando duas variáveis são medidas com o mesmo transdutor. No presente trabalho, tal situação não ocorre pelo que a parcela será nula.

$$P_r = \left[ \sum_{i=1}^J \left( \frac{\partial r}{\partial X_i} P_{X_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (31)$$

### 3.6.1 INCERTEZAS ASSOCIADAS ÀS MEDIÇÕES DE PRESSÃO

No que diz respeito às incertezas associadas às medições de pressão, é necessário identificar os erros associados a cada um dos diferentes equipamentos utilizados: transdutor de pressão 1, transdutor de pressão diferencial 2, manómetro de mercúrio em U 3, tal como é descrito na

Tabela 3.

No transdutor de pressão 1, foi considerado como erro sistemático, o erro inerente à conversão analógico-digital no computador,  $B_{AD1}$ , que de acordo com (Coleman & Steele, 1999, p. 164), valerá no máximo  $\pm 1/2$ MBS (menor bit significativo). Uma vez que foi utilizada uma placa de aquisição de dados de 12 bits para uma escala de tensão compreendida entre 0 e 10 V, o  $B_{AD1}$  valerá  $\pm 1/2(10V/2^{12}) = \pm 0,001V$ , ou seja,  $\pm 1$  mbar. Já que este transdutor de pressão fora calibrado pelo fabricante, não tendo sido necessário, durante o período de medições, proceder a alterações dos referidos valores, foram considerados como erros aleatórios a incerteza fornecida pelo fabricante,  $U_{Fab1.}$ , de 3 mbar, e o erro estatístico inerente à medição da pressão a montante da válvula de controlo,  $P_{Med1.}$ , que foi calculado para cada ensaio com base num conjunto de 60 medições sucessivas que se admitiu seguirem uma distribuição  $t$  de Student, isto é, para um intervalo de confiança de 95%,

$$P_{Med1.} = \frac{t}{\sqrt{N}} S_x = \frac{2}{\sqrt{60}} S_x \quad (32)$$

onde  $S_x$  é o desvio padrão experimental da amostra. Assim, para cada valor de pressão medida a montante da válvula de controlo, considerou-se uma incerteza global  $U_{P1}$ , que resultou da combinação dos limites dos erros sistemáticos e aleatórios, segundo a equação:

$$U_{P1} = \sqrt{B_{A/D1}^2 + P_{Med1.}^2 + U_{Fab1.}^2} \quad (33)$$

**Tabela 3 - Descrição e identificação dos erros associados aos três equipamentos de medição de pressão.**

Equipamento	Unidade	Erros Sistemáticos $B_X$	Erros Aleatórios $P_x$	Incerteza global $U_X$
Transdutor pressão 1	bar	$B_{A/D1}$	$P_{Med1.}$ $U_{Fab1.}$	$U_{P1}$ $= \sqrt{B_{A/D1}^2 + P_{Med1.}^2 + U_{Fab1.}^2}$
Transdutor pressão diferencial 2	bar	$B_{A/D2}$ $B_{Calib2.}$	$B_{Ajuste2}$ $B_{Prec2.}$ $P_{Med2.}$	$U_{P2}$ $= \sqrt{B_{A/D2}^2 + B_{Calib2.}^2 + P_{Med2.}^2}$
Manómetro de mercúrio em U 3	mm Hg	$B_{Prec3.}$	$P_{Med3.}$	$U_{P3} = \sqrt{B_{Prec3.}^2 + P_{Med3.}^2}$

De forma análoga, para o caso do transdutor de pressão diferencial 2, foram considerados como erros sistemáticos, o erro inerente à conversão analógico-digital no computador,  $B_{A/D2}$ , valendo  $\pm 0,1$  mbar, e o erro associado à calibração,  $B_{Calib2.}$ , que resultou da combinação do erro associado ao ajuste de uma recta aos dados experimentais,  $B_{Ajuste2}$ , e do erro de precisão associado ao instrumento de medição utilizado como referência,  $B_{Prec2.}$ , segundo a equação:

$$B_{Calib2.} = \sqrt{B_{Ajuste2}^2 + B_{Prec2.}^2} \quad (34)$$

A determinação dos erros  $B_{Ajuste2}$  e  $B_{Prec2.}$  será explicada em anexo deste trabalho, uma vez que envolve outras considerações mais complexas. Assim, para o transdutor em questão, estimou-se um erro  $B_{Calib2.} = 6$  mbar. Por outro lado, foi também considerado o erro aleatório estatístico inerente à medição da diferença de pressão medida ao longo da válvula de controlo,  $P_{Med2.}$ , cuja análise é idêntica para o caso do erro  $P_{Med1.}$  acima referido. Assim, para cada valor de diferença da pressão medida ao longo da válvula de controlo utilizando o transdutor de pressão diferencial 2, considerou-se uma incerteza global  $U_{P2}$ , que resultou da combinação dos limites dos erros sistemáticos e aleatórios, segundo a equação:

$$U_{P2} = \sqrt{B_{A/D2}^2 + B_{Calib2.}^2 + P_{Med2.}^2} \quad (35)$$

Por fim, será necessário analisar a situação em que se utilizou o manómetro de mercúrio em U. Para este caso, considerou-se o erro sistemático associado à precisão da escala milimétrica utilizada aquando das leituras,  $B_{Prec3.}$ , que se estimou de 0,5 mm Hg; e o erro aleatório estatístico inerente à leitura da altura de mercúrio,  $P_{Med3.}$ , que foi calculado para cada ensaio com base num conjunto de 6 medições sucessivas que se admitiu seguirem uma distribuição  $t$  de Student, isto é, para um intervalo de confiança de 95%,

$$P_{Med3.} = \frac{t}{\sqrt{N}} S_x = \frac{2,571}{\sqrt{6}} S_x \quad (36)$$

onde  $S_x$  é o desvio padrão experimental da amostra. Assim, para cada valor de diferença de pressão medida ao longo da válvula de controlo utilizando o manómetro de mercúrio em U, considerou-se uma incerteza global  $U_{P3}$ , que resultou da combinação dos limites dos erros sistemáticos e aleatórios, segundo a equação:

$$U_{P3} = \sqrt{B_{Prec3.}^2 + P_{Med3.}^2} \quad (37)$$

### 3.6.2 INCERTEZAS ASSOCIADAS ÀS MEDIÇÕES DE CAUDAL

Em relação às incertezas associadas às medições de caudal, será necessário identificar os erros associados a cada um dos sistemas de medição utilizados: o transmissor de caudal do tipo turbina (4), modelo DFT-990 da Parker; e utilização da balança digital, recipiente e cronómetro digital, sistema (5), descritos na secção 3.4.2, utilizando para este efeito a equação ( 25 ).

Na utilização do transmissor de caudal do tipo turbina 4, modelo DFT-990 da Parker, identificaram-se os erros descritos na Tabela 4.

**Tabela 4 – Descrição e identificação dos erros associados ao transmissor de caudal tipo turbina 4.**

Equipamento	Unidade	Erros Sistemáticos $B_X$		Erros Aleatórios $P_X$	Incerteza global $U_X$
Transmissor de caudal 4	m <sup>3</sup> /h	$B_{A/D4}$		$P_{Med4.}$	$U_{Q4} = \sqrt{B_{A/D4}^2 + B_{Calib4.}^2 + P_{Med4.}^2}$
		$B_{Calib4.}$	$B_{Ajuste4}$		
			$B_{Prec4.}$		
			$U_{Balança4}$ $U_{Cronómetro4}$		

Para os erros sistemáticos, considerou-se o erro inerente à conversão analógico-digital no computador,  $B_{A/D4}$ , estimado em  $\pm 0,4$  litros/h, e o erro associado à calibração,  $B_{Calib4.}$ , que resultou da combinação do erro associado ao ajuste de uma recta aos dados experimentais,  $B_{Ajuste4}$ , e do erro de precisão associado aos instrumentos de medição utilizados como referência,  $B_{Prec4.}$ , segundo a equação:

$$B_{Calib4.} = \sqrt{B_{Ajuste4}^2 + B_{Prec4.}^2} \quad (38)$$

Por sua vez, o erro de precisão  $B_{Prec4.}$  foi determinado aplicando as equações ( 27)( 28 ), uma vez que nesta situação,  $B_{Prec4.}$ , é associado às incertezas de dois instrumentos de medição distintos,  $U_{Balança4}$  e  $U_{Cronómetro4}$ , que de acordo com os fabricantes, valem 0,05 kg e 0,01 s respectivamente. A determinação dos erros  $B_{Ajuste4}$  e  $B_{Prec4.}$  será explicada em anexo deste trabalho, uma vez que envolve outras considerações mais complexas e morosas. Assim, para o transmissor em questão, estimou-se um erro  $B_{Calib4.}$  de 54 litros/h. Já os erros aleatórios foram considerados do mesmo modo que nos transdutores de pressão, isto é, foi considerado um erro aleatório estatístico inerente à medição do caudal volúmico,  $P_{Med4.}$ , cuja análise é idêntica para o caso dos erros  $P_{Med1.}$  e  $P_{Med2.}$  referidos na subsecção 3.6.1. Assim sendo, para cada medição de caudal volúmico utilizando o transmissor de caudal do tipo turbina (4), considerou-se uma incerteza global  $U_{Q4}$ , que resultou da combinação dos limites dos erros sistemáticos e aleatórios, segundo a equação:

$$U_{Q4} = \sqrt{B_{A/D4}^2 + B_{Calib4.}^2 + P_{Med4.}^2} \quad (39)$$

Utilizando o sistema de medição de caudal (5) constituído pela balança digital, recipiente e cronómetro digital, a análise das incertezas terá de ser feita de forma distinta. É importante lembrar que este sistema foi utilizado com dois intuitos: o primeiro foi que permitiu aferir e executar a calibração do transmissor de caudal do tipo turbina (4), o segundo foi que permitiu efectuar medições de caudal fora das gamas de funcionamento do mesmo transmissor (secção 3.4.2). Assim sendo, foram considerados os erros descritos na Tabela 5, que já tinham sido anteriormente quantificados.

**Tabela 5 - Descrição e identificação dos erros associados ao sistema de medição de caudal (5), constituído pela balança digital, recipiente e cronómetro digital.**

Equipamento	Unidade	Erros Sistemáticos $B_X$
Balança digital	kg	$U_{Balança5}$
Cronómetro digital	Seg.	$U_{Cronómetro5}$

Para a determinação do caudal volúmico em função das grandezas medidas pela balança e cronómetros digitais utilizou-se a equação ( 25 ), que aplicada às equações da análise geral da incerteza ( 27)( 28 ), permitiu obter a incerteza geral associada ao caudal volúmico do seguinte modo.

Sendo  $U_{Q5}$  a incerteza associada ao resultado experimental  $Q$ , exprimido por  $Q = \frac{m/\rho}{t}$ , temos que:

$$U_Q = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial m} U_m\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \rho} U_\rho\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} U_t\right)^2} \quad (40)$$

dividindo ambos os lados da equação ( 40 ) pelo resultado experimental  $Q$ , obtém-se:

$$\frac{U_Q}{Q} = \sqrt{\left(\frac{U_m}{m}\right)^2 + \left(\frac{U_\rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{U_t}{t}\right)^2} \quad (41)$$

Através da equação ( 41 ) determina-se a incerteza relativa do caudal volúmico, como sendo a raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas relativas de cada uma das variáveis de que depende. Assim, admitindo que a incerteza relativa da massa volúmica é desprezável face às outras variáveis presentes, obteve-se para cada medição de caudal utilizando o sistema (5), a seguinte incerteza global:

$$U_{Q5} = Q \sqrt{\left(\frac{0,05}{m}\right)^2 + \left(\frac{0,01}{t}\right)^2} \quad (42)$$

### 3.6.3 INCERTEZAS ASSOCIADAS ÀS MEDIÇÕES DO POSICIONAMENTO DA VÁLVULA

Para o sistema de medição do posicionamento da válvula (6), foram consideradas as fontes de erro descritas na Tabela 6. Como erro sistemático, o erro inerente à conversão analógico-digital no computador,  $B_{A/D6}$ , valendo  $\pm 0,01\%$ . Como erro aleatório, foi considerado o erro estatístico inerente à medição do posicionamento da válvula,  $P_{Med6}$ , que foi calculado para cada ensaio com base num conjunto de 60 medições sucessivas que se admitiu seguirem uma distribuição  $t$  de Student.

**Tabela 6 - Descrição e identificação dos erros associados às medições do posicionamento da válvula.**

Equipamento	Unidade	Erro Sistemático $B_X$	Erro Aleatório $P_X$	Incerteza global $U_X$
Posicionador da válvula + Computador	% de abertura da válvula	$B_{A/D6}$	$P_{Med6}$	$U_{\%6} = \sqrt{B_{A/D6}^2 + P_{Med6}^2}$

Assim, para cada medição do posicionamento da válvula, considerou-se uma incerteza global  $U_{\%6}$ , que resultou da combinação dos limites dos erros sistemáticos e aleatórios, segundo a equação:

$$U_{\%6} = \sqrt{B_{A/D6}^2 + P_{Med6}^2} \quad (43)$$

### 3.6.4 INCERTEZAS ASSOCIADAS ÀS MEDIÇÕES DA TEMPERATURA

A incerteza global, essencialmente sistemática, associada à medição da temperatura da água no interior da instalação era de  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ .

### 3.6.5 INCERTEZA GERAL ASSOCIADAS À PROPAGAÇÃO DE ERROS NO CÁLCULO DOS PARÂMETROS DA VÁLVULA DE CONTROLO

A medição da pressão a montante da válvula de controlo  $p_1$ , pressão diferencial ( $p_1 - p_2$ ), caudal volumico  $Q$ , posição de abertura da válvula  $H$  e temperatura da água  $T_1$ , permitiu determinar os seguintes parâmetros funcionais da válvula de controlo: Coeficiente de Escoamento  $K_V$ , Factor de Recuperação de Pressão  $F_L$ .

Na Tabela 7 apresenta-se a equação geral do coeficiente de escoamento  $K_V$ , assim como a natureza das variáveis medidas por cada um dos instrumentos utilizados. Seguidamente, aplicando as equações da análise geral da incerteza (27)(28) para cada uma das situações de medição, determinaram-se as incertezas associadas ao coeficiente de escoamento  $U_{K_V}$ , expressas na Tabela 8.

**Tabela 7 - Propagação de erros na equação geral do coeficiente de escoamento  $K_V$ .**

Equação Geral Coeficiente de Escoamento				
$K_V = Q \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{\Delta p}}$				
Variáveis de interesse	$\Delta p$ [bar]		$Q$ [m <sup>3</sup> /h]	
Sistema de medição utilizado	Transdutor diferencial (2)	Manómetro de mercúrio U (3)	Transmissor de caudal (4)	Balança, recipiente, cronómetro (5)
Variável medida	$\Delta p$ [bar]	$h_{Hg}$ [mm]	$Q$ [m <sup>3</sup> /h]	$Q$ [m <sup>3</sup> /h]
Simplificação	-	$\Delta p = (\rho_{Hg} - \rho_{H_2O})gh_{Hg}$	-	-
Incerteza	$U_{P2}$	$U_{P3}$	$U_{Q4}$	$U_{Q5}$

**Tabela 8 - Incertezas associadas ao coeficiente de escoamento  $U_{K_V}$ .**

Sistema Utilizado		Incerteza global do resultado, $U_{K_V}$
$\Delta p$	$Q$	
2	4	$U_{K_V} = K_V \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{U_{P2}}{\Delta p}\right)^2 + \left(\frac{U_{Q4}}{Q}\right)^2}$
2	5	$U_{K_V} = K_V \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{U_{P2}}{\Delta p}\right)^2 + \left(\frac{U_{Q5}}{Q}\right)^2}$
3	4	$U_{K_V} = K_V \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{U_{P3}}{h_{Hg}}\right)^2 + \left(\frac{U_{Q4}}{Q}\right)^2}$
3	5	$U_{K_V} = K_V \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{U_{P3}}{h_{Hg}}\right)^2 + \left(\frac{U_{Q5}}{Q}\right)^2}$

Seguindo o mesmo raciocínio, procedeu-se a análise das incertezas do Factor de Recuperação de Pressão  $F_L$ , descrita na Tabela 9 e Tabela 10.

**Tabela 9 - Propagação de erros na equação geral do factor de recuperação  $F_L$ .**

Equação Geral Factor de Recuperação de Pressão				
$F_L = \frac{Q_{Max}}{K_V} \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{p_1 - F_F p_v}}$				
Variáveis de interesse	$p_1$ [bar]	$Q_{Max}$ [m <sup>3</sup> /h]		$K_V$ [m <sup>3</sup> /h]
Sistema de medição utilizado	Transdutor pressão (1)	Transmissor de caudal (4)	Balança, recipiente, cronómetro (5)	-
Variável medida	$p_1$ [bar]	$Q$ [m <sup>3</sup> /h]	$Q$ [m <sup>3</sup> /h]	-
Incerteza	$U_{P1}$	$U_{Q4}$	$U_{Q5}$	$U_{K_V}$

**Tabela 10 - Incertezas associadas ao factor de recuperação  $U_{F_L}$ .**

Sistema Utilizado		Incerteza global do resultado, $U_{F_L}$
$p_1$	$Q$	
1	4	$U_{F_L} = F_L \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{U_{P1}}{(p_1 - F_F p_v)}\right)^2 + \left(\frac{U_{Q4}}{Q}\right)^2 + \left(\frac{U_{K_V}}{K_V}\right)^2}$
1	5	$U_{F_L} = F_L \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{U_{P1}}{(p_1 - F_F p_v)}\right)^2 + \left(\frac{U_{Q5}}{Q}\right)^2 + \left(\frac{U_{K_V}}{K_V}\right)^2}$

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta secção são apresentados e discutidos os resultados obtidos nos diferentes ensaios realizados com vista à determinação de cada um dos seguintes parâmetros de interesse da válvula de controlo:

- a) Coeficiente de escoamento da válvula  $K_V$ ,
- b) Factor do número de Reynolds  $F_R$ ,
- c) Factor de recuperação da válvula  $F_L$ ,
- d) Característica instalada.

### 4.1 COEFICIENTE DE ESCOAMENTO $K_V$

Para cada posição de abertura da válvula, foram considerados ensaios que incluíam medições do escoamento para 3 diferenças de pressão ( $p_1-p_2$ ) distintas, havendo o cuidado de as distribuir uniformemente e garantir a mesma pressão à entrada  $p_1$ , através do ajuste do redutor de pressão colocado antes da válvula de teste. Para cada ensaio eram registados os seguintes dados experimentais: posicionamento da válvula  $H$ , pressão à entrada da válvula  $p_1$ , pressão diferencial ( $p_1-p_2$ ), temperatura do fluido  $T_1$ , caudal volúmico  $Q$ .

Utilizando estes mesmos dados experimentais, o coeficiente de escoamento foi calculado pela seguinte equação:

$$K_V = Q \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{(p_1 - p_2)}} \quad (44)$$

Tratando-se a água de um fluido incompressível, considerou-se  $\rho/\rho_0 = 1$ .

De acordo com a norma IEC 60534-2-3, para cada posição de abertura da válvula, a diferença entre os valores máximo e mínimo de  $K_V$  obtido nos 3 ensaios não deveria exceder 4%. O coeficiente  $K_V$  foi calculado sendo a média dos 3 valores obtidos e arredondado com 2 casas decimais. Para a análise de incertezas foi considerada a máxima incerteza dos 3 valores obtidos.

As posições de abertura da válvula consideradas foram: 25%, 30%, 35%, 40%, 45%, 50%, 55%, 60%, 65%, 70%, 75%, 80%, 85%, 90%, 95% e 100%.

Na Tabela 11 são apresentados os resultados dos 44 ensaios efectuados na determinação do coeficiente de escoamento  $K_V$ , organizados para cada posição de abertura da válvula de teste considerada. Nesta tabela, estão incluídos os valores das medições obtidas utilizando cada um dos instrumentos descritos na subsecção 3.4, bem como quantificadas as incertezas de cada uma das variáveis, de acordo com o que fora dito na subsecção 3.6. A numeração utilizada junto às diferentes variáveis corresponde à identificação dos diferentes equipamentos de medição utilizados de acordo com a Tabela 2.

**Tabela 11 - Resultados dos 44 ensaios efectuados para a determinação do coeficiente de escoamento  $K_V$  e respectivas incertezas.**

$\Delta P_2$	$U_{P2}/\Delta P_2$	$\Delta P_3$	$U_{P3}/\Delta P_3$	$Q_4$	$U_{Q4}/Q_4$	$Q_5$	$U_{Q5}/Q_5$	$H_6$	$T_7$	$K_V$	$U_{Kv}/K_V$	$H$	$K_V$
bar	%	bar	%	m <sup>3</sup> /h	%	m <sup>3</sup> /h	%	%	°C	m <sup>3</sup> /h	%	%	m <sup>3</sup> /h
0,228	2,8	-	-	1,99	3,1	-	-	97,8	17,8	4,16	3,4		
0,199	3,1	-	-	1,89	3,3	-	-	97,9	17,9	4,24	3,6	97,8	4,25
0,129	4,7	-	-	1,55	3,9	-	-	97,8	18,3	4,33	4,5		
0,228	2,8	-	-	1,97	3,2	-	-	95,7	18,0	4,13	3,5		
0,212	2,9	-	-	1,91	3,2	-	-	95,7	18,2	4,16	3,5	95,7	4,16
0,133	4,6	-	-	1,53	4,1	-	-	95,7	18,4	4,19	4,7		
0,240	2,6	-	-	1,99	3,2	-	-	89,8	18,5	4,06	3,5		
0,214	2,9	-	-	1,90	3,2	-	-	89,8	18,4	4,09	3,5	89,8	4,07
0,135	4,5	-	-	1,49	4,2	-	-	89,8	18,6	4,06	4,8		
0,266	2,4	-	-	1,97	3,3	-	-	86,2		3,81	3,5		
0,249	2,4	-	-	1,93	3,3	-	-	86,2		3,86	3,5	86,2	3,82
0,137	4,4	-	-	1,40	4,4	-	-	86,2	18,9	3,78	4,9		
0,436	1,4	-	-	2,02	3,0	-	-	79,9		3,06	3,1		
0,393	1,6	-	-	1,89	3,3	-	-	80,0		3,02	3,4	80,0	3,01
0,221	3,3	-	-	1,38	4,5	-	-	80,0	19,0	2,94	4,8		
-	-	0,656	2,6	1,92	3,2	-	-	75,8	20,0	2,37	3,5		
-	-	0,595	3,7	1,87	3,4	-	-	75,8	19,0	2,42	3,8	75,8	2,38
-	-	0,327	1,6	1,35	4,5	-	-	75,8	19,0	2,36	4,5		
-	-	0,701	2,5	1,35	4,5	-	-	70,2	19,0	1,62	4,7		
-	-	0,605	1,9	1,24	4,9	-	-	70,2	19,0	1,60	5,0	70,2	1,61
-	-	0,317	1,3	0,90	6,7	-	-	70,2	19,0	1,61	6,8		
-	-	0,710	1,8	0,99	6,2	-	-	65,1	19,0	1,17	6,3		
-	-	0,574	0,8	0,90	6,9	-	-	65,1	19,0	1,19	6,9	65,1	1,18
-	-	0,295	2,7	0,61	10,1	-	-	65,1	19,0				
-	-	0,689	2,5	0,80	7,7	-	-	61,2	19,0	0,96	7,8		
-	-	0,559	0,8	0,69	9,0	-	-	61,3	19,0	0,92	9,0	61,2	0,94
-	-	0,296	1,0	0,44	14,4	-	-	61,3	19,0				
-	-	0,709	0,7	0,71	8,9	-	-	56,0	19,0	0,84	8,9	56,0	0,80
-	-	0,550	2,8	0,56	11,2	-	-	56,0	19,0	0,76	11,3		

Tabela 11 - continuação

$\Delta P_2$	$U_{P2}/\Delta P_2$	$\Delta P_3$	$U_{P3}/\Delta P_3$	$Q_4$	$U_{Q4}/Q_4$	$Q_5$	$U_{Q5}/Q_5$	$H_6$	$T_7$	$K_V$	$U_{Kv}/K_V$	$H$	$K_V$
bar	%	bar	%	m <sup>3</sup> /h	%	m <sup>3</sup> /h	%	%	°C	m <sup>3</sup> /h	%	%	m <sup>3</sup> /h
-	-	0,712	0,4	0,54	11,6	-	-	50,4	19,0	0,64	11,6	50,3	0,59
-	-	0,550	2,4	0,41	15,3	-	-	50,3	19,0	0,55	15,3		
0,474	1,3	-	-	-	-	0,34	0,7	43,6	19,0	0,49	1,0	44,2	0,48
0,307	2,0	-	-	-	-	0,26	0,7	44,8	19,0	0,48	1,2		
0,499	1,2	-	-	-	-	0,34	0,7	41,0	17,0	0,48	0,9		
0,338	1,8	-	-	-	-	0,27	0,8	41,1	17,0	0,47	1,2	41,1	0,47
0,165	3,7	-	-	-	-	0,18	0,9	41,0	17,0	0,45	2,1		
0,505	1,2	-	-	-	-	0,25	0,8	36,2	17,0	0,35	1,0		
0,318	1,9	-	-	-	-	0,20	0,9	36,2	17,0	0,35	1,3	36,2	0,35
0,225	2,7	-	-	-	-	0,16	0,9	36,2	17,0	0,34	1,6		
0,496	1,2	-	-	-	-	0,17	0,8	30,4	17,0	0,24	1,0		
0,396	1,5	-	-	-	-	0,15	0,9	30,4	17,0	0,23	1,2	30,4	0,23
0,218	2,8	-	-	-	-	0,11	1,0	30,4	17,0	0,23	1,7		
0,483	1,3	-	-	-	-	0,10	1,0	25,2	17,0	0,15	1,2	25,2	0,14
0,273	2,2	-	-	-	-	0,07	1,2	25,2	17,0	0,14	1,7		

Seguidamente, foi construída a curva característica inerente da válvula de teste (ver Figura 38), utilizando para esse efeito, os valores das duas últimas colunas da Tabela 11: posicionamento da válvula  $H$  e o coeficiente de escoamento  $K_V$ .

Analisando a Figura 38, facilmente se pode afirmar que a válvula testada possui uma característica de igual percentagem tal como seria de esperar. Quando totalmente aberta, o seu coeficiente de escoamento é de  $(4,25 \pm 4,5\%) \text{ m}^3/\text{h}$ , ou seja, admitindo uma queda de pressão na válvula de 1 bar, o caudal volúmico de água seria de  $4,25 \text{ m}^3/\text{h}$ . Por outro lado, entre as posições de abertura 90% e 60% o coeficiente de escoamento reduz significativamente, para cerca de 25% do seu valor inicial. Assim, para posições de abertura inferiores a 60% a válvula testada possui um coeficiente de escoamento inferior a  $1 \text{ m}^3/\text{h}$ , sendo que nesta região, a regulação da válvula será bem mais eficaz. Como se pode ver, não se calcularam valores de  $K_V$  para posições de abertura inferiores a 25%, isto porque os caudais em questão eram muito baixos, inferiores a  $0,1 \text{ m}^3/\text{h}$ , não fazendo muito sentido a sua quantificação.

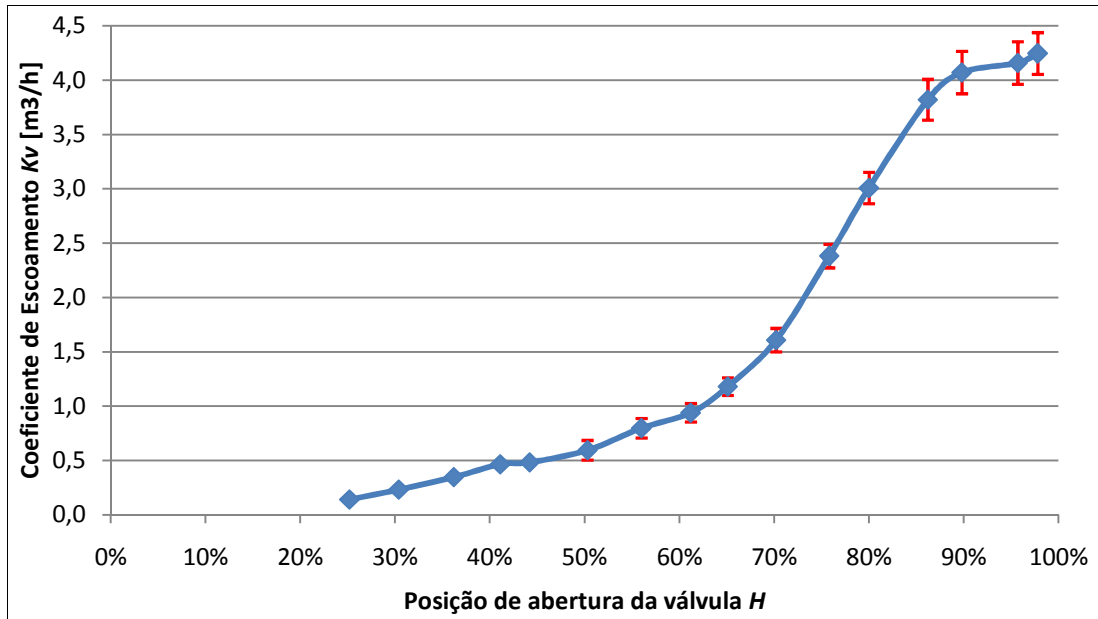


Figura 38 - Característica Inerente da válvula testada.

A incerteza associada ao coeficiente de escoamento,  $U_{K_V}$ , foi quase sempre inferior a 5% do valor de  $K_V$ , pelo que se tratam de valores perfeitamente aceitáveis. No entanto, para as posições de abertura 50%, 55%, 60% e 65%, este valor foi manifestamente superior (15,3%) uma vez que nestes ensaios utilizou-se o transmissor de caudal tipo turbina, cujas incertezas eram superiores para caudais mais baixos, como foi o caso.

## 4.2 FACTOR DO NÚMERO DE REYNOLDS $F_R$

Para determinar valores do factor do número de Reynolds  $F_R$ , é necessário estabelecer condições de um escoamento não turbulento na válvula de teste. Estas condições requerem diferenças de pressão baixas, pelo que nem sempre é possível a sua determinação.

De facto, na válvula de teste em questão, constatou-se que o regime turbulento é quase sempre verificado, pelo que apenas completamente aberta (100%), se conseguiram fazer alguns ensaios em regime não turbulento.

Na sequência dos 3 ensaios efectuados para a determinação do coeficiente de escoamento  $K_V$ , foram realizados novos ensaios com diferenças de pressão ( $p_1-p_2$ ) inferiores, assegurando uma pressão à entrada  $p_1$  mais ou menos constante. Utilizando os dados experimentais destes novos ensaios, determinou-se um  $K_V$  aparente segundo a equação ( 44 ). Este  $K_V$  aparente é o equivalente ao produto  $K_V F_R$ , pelo que o valor de  $F_R$  foi obtido dividindo o valor do  $K_V$  aparente pelo valor de  $K_V$  obtido em 4.1.

Na Tabela 12, são apresentados os resultados das medições efectuadas em 5 ensaios na sequência das realizadas aquando da determinação do coeficiente de escoamento  $K_V$  para a posição de abertura da válvula de 100% (as três primeiras linhas correspondem são idênticas às três primeiras linhas da Tabela 11). Fazendo diminuir a diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ) na válvula de teste, foram calculados os valores do coeficiente de escoamento aparente de acordo com a equação ( 44 ) e o factor do número de Reynolds  $F_R$  como sendo o quociente entre  $K_V$  aparente e o  $K_V$  calculado nas três primeiras linhas, ou seja  $4,25 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Tabela 12 - Resultados dos ensaios efectuados para a determinação do factor do número de Reynolds para a posição de abertura de 100%.

$\Delta P_2$ bar	$U_{P2}/\Delta P_2$ %	$\Delta P_3$ bar	$U_{P3}/\Delta P_3$ %	$Q_4$ m <sup>3</sup> /h	$U_{Q4}/Q_4$ %	$Q_5$ m <sup>3</sup> /h	$U_{Q5}/Q_5$ %	$H_6$ %	$T_7$ °C	$K_V$ m <sup>3</sup> /h	$U_{Kv}/K_V$ %	$F_R$
0,228	2,8	-	-	1,99	3,1	-	-	97,8	17,8			
0,199	3,1	-	-	1,89	3,3	-	-	97,9	17,9	4,25	4,5	1,00
0,129	4,7	-	-	1,55	3,9	-	-	97,8	18,3			
0,067	9,0	-	-	1,08	5,7			97,9	18,1	4,20	7,2	0,99
-	-	0,049	2,0	0,89	7,2	-	-	98,1	18,0	4,04	7,2	0,95
-	-	0,024	4,0	0,56	11,0	-	-	98,1	18,0	3,63	11,2	0,85
-	-	0,014	6,7	-	-	0,43	0,58%	98,1	17,0	3,60	3,4	0,85
		0,010	9,4	-	-	0,33	0,66%	98,1	17,0	3,25	4,8	0,77

Os mesmos dados são apresentados na Figura 39, onde é possível ver a relação entre o caudal volumétrico  $Q$  (ordenadas) e a raiz quadrada da diferença de pressão  $\sqrt{(p_1 - p_2)}$  (abscissas). A recta desenhada no gráfico tem um declive igual ao coeficiente de escoamento  $K_V = 4,25 \text{ m}^3/\text{h}$  e pretende ilustrar o comportamento turbulento do escoamento. No caso dos pontos se situarem sobre esta recta significa que o factor do número de Reynolds é igual à unidade pelo que estamos perante um regime turbulento. Se por outro lado os pontos se situarem abaixo da recta significa que o factor do número de Reynolds é inferior a 1 pelo que ocorre a transição para um regime não turbulento.

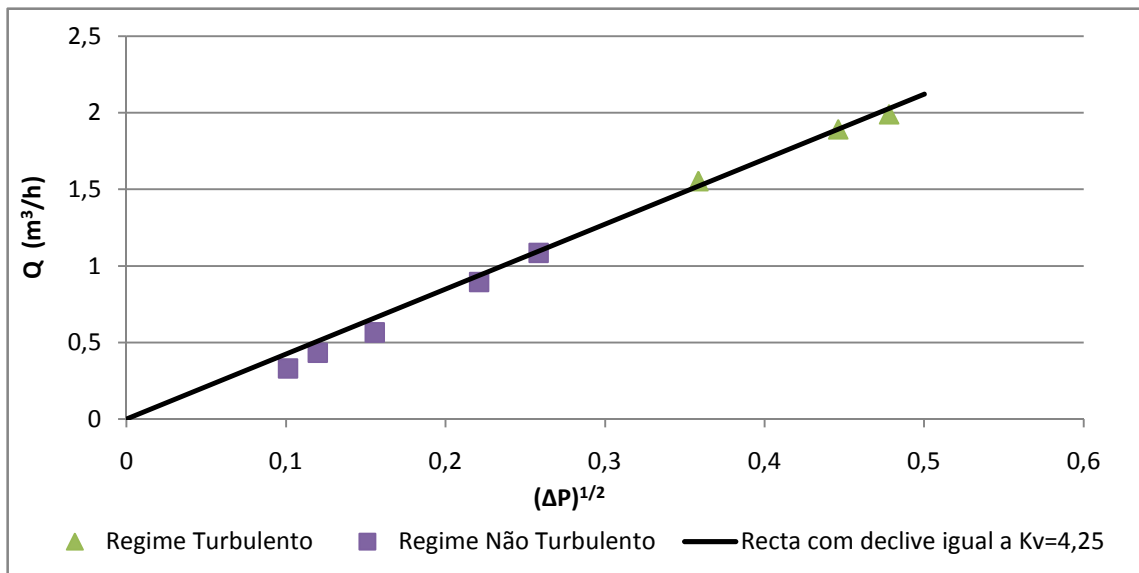


Figura 39 - Relação entre caudal  $Q$  e  $\sqrt{\Delta p}$ , para situações de baixo caudal procurando identificar um regime não turbulento

Analisando os resultados, podemos ver que o mínimo valor de  $F_R$  obtido foi de 0,77 correspondendo a uma diferença de pressão ( $p_1 - p_2$ ) de 0,01 bar, que tendo em conta o instrumento de medição utilizado (manómetro de mercúrio) representa 8 mm de mercúrio.

Assim, compreende-se a razão pela qual não foi possível a determinação de  $F_R$  para posições de abertura da válvula inferiores pois é extremamente difícil estabilizar diferenças de pressão tão baixas e ao mesmo tempo medir caudais tão pequenos, além do que não fará muito sentido uma vez que a válvula muito provavelmente não irá operar nessas condições.

O ponto onde deixa de ocorrer regime turbulento, isto é, o ponto onde  $F_R$  se torna inferior à unidade é extremamente difícil de identificar com precisão, sendo que nesta situação podemos afirmar que corresponderá a uma diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ) entre 0,07 e 0,13 bar, ou em termos de caudal volúmico, entre 1,08 e 1,55 m<sup>3</sup>/h. Tal como foi dito na subsecção 2.4.5.7, este ponto corresponde à situação teórica em que  $Re_V=10000$ , não tendo sido verificado experimentalmente uma vez que não foi possível a determinação do factor de alteração da geometria da válvula  $F_D$  de que depende  $Re_V$  (ver equação ( 16 )). Para a sua determinação, teríamos de estar presente de um escoamento laminar completamente desenvolvido que se manifesta para valores de  $F_R$  inferiores a 0,26, bem longe do mínimo alcançado de 0,77.

### 4.3 FACTOR DE RECUPERAÇÃO $F_L$

Para o cálculo de  $F_L$  foi necessário garantir o caudal máximo,  $Q_{Max}$ , da instalação para cada posição de abertura da válvula testada, de modo a obter um escoamento turbulento limite. Este tipo de escoamento é evidenciado quando o aumento da diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ), para uma dada pressão à entrada  $p_1$  constante, não produz um aumento de caudal. De modo a introduzir no sistema a menor perda de carga possível, garantindo o máximo de caudal possível, retirou-se a mangueira que assegurava o retorno da água ao depósito.

Assim, para cada posição de abertura da válvula de teste, foram efectuados 2 ensaios e registados os seguintes dados experimentais: posicionamento da válvula  $H$ , pressão à entrada da válvula  $p_1$ , pressão diferencial ( $p_1-p_2$ ), temperatura do fluido  $T_1$ , caudal volúmico  $Q$ . No primeiro ensaio, a válvula de ajuste fino localizada depois da válvula de teste, estava completamente aberta assegurando assim a máxima diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ) permitida pela instalação. Com a mesma pressão  $p_1$  (garantido através do ajuste do redutor de pressão localizado antes da válvula de teste), foi conduzido um segundo ensaio cuja diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ) era de 90% do valor da diferença de pressão determinada no primeiro ensaio (através da regulação da válvula de ajuste fino). No caso da diferença dos caudais obtidos nos dois ensaios ser inferior a 2%, o caudal medido no primeiro ensaio foi considerado como sendo o caudal máximo  $Q_{Max}$ .

Utilizando assim os dados experimentais do primeiro ensaio, o factor de recuperação da válvula foi calculado segundo a seguinte equação:

$$F_L = \frac{Q_{Max}}{K_V} \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{p_1 - F_F p_v}} \quad (45)$$

Tratando-se de água a uma temperatura próxima dos 15 °C, considerou-se  $\rho/\rho_0 = 1$  e  $F_F = 0,96$ . O valor da pressão de saturação  $p_v$  foi retirado de uma tabela de termodinâmica. O valor de  $K_V$  a utilizar nesta equação foi o obtido na determinação do coeficiente de escoamento na subsecção 4.1.

No decorrer dos ensaios, constatou-se a incapacidade por parte da electrobomba, nomeadamente para posições de abertura da válvula superiores, de gerar caudais suficientemente elevados de modo a que uma redução de 90% na diferença de pressão ( $p_1-p_2$ )

se manifestasse numa redução de caudal inferior a 2% tal como se pretendia inicialmente. Nestas situações, de acordo com a norma IEC 60534-2-3 pág.29,  $F_L$  foi calculado substituindo  $Q_{Max}$  pelo caudal medido no primeiro ensaio, tendo em consideração que o seu valor é superior ao valor calculado. Isto deve-se ao facto de a máxima diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ) permitida pela instalação ser inferior à diferença de pressão mínima desejável para ser obtido o caudal volúmico máximo de água.

A Tabela 13 contém os dados experimentais obtidos no primeiro ensaio atrás descrito, onde a válvula de ajuste fino colocada após a válvula de teste, estava completamente aberta, assegurando a máxima diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ) possível em toda a instalação. Não significa porém, que o caudal máximo da instalação obtido seja o mesmo que o caudal máximo  $Q_{Max}$  pretendido e expresso na equação ( 45 ), pelo que devemos ter em conta que os valores de  $F_L$  reais poderão ser superiores aos valores calculados, nomeadamente para as posições de abertura superiores.

**Tabela 13 - Resultados dos ensaios efectuados para a determinação do factor de recuperação  $F_L$  e respectivas incertezas.**

$P_1$ bar	$U_{P1}/P_1$ %	$Q_4$ m <sup>3</sup> /h	$U_{Q4}/Q_4$ %	$Q_5$ m <sup>3</sup> /h	$U_{Q5}/Q_5$ %	$H_6$ %	$T_7$ °C	$p_v$ Pa	$K_V$ m <sup>3</sup> /h	$U_{Kv}/K_V$ %	$F_L$	$U_{FL}/F_L$ %
2,856	0,4	-	-	3,85	0,6	97,9	16,0	1819	4,25	4,5	0,54	4,6
2,696	0,3	-	-	3,68	0,5	95,6	15,0	1706	4,16	4,7	0,54	4,7
2,842	0,4	-	-	3,65	0,5	84,1	13,0	1498	3,54	4,9	0,61	4,9
3,152	0,2	-	-	3,55	0,6	80,3	13,0	1498	3,06	4,8	0,65	4,8
3,750	0,2	-	-	3,26	0,6	75,8	13,0	1498	2,38	4,5	0,71	4,6
5,391	0,2	2,44	2,6	-	-	66,2	13,0	1498	1,25	6,9	0,84	7,4
6,001	0,4	1,74	3,7	-	-	56,0	13,0	1498	0,80	11,3	0,89	11,8
6,397	0,3	1,08	5,8	-	-	41,3	13,7	1568	0,47	2,1	0,91	6,1

Utilizando os dados da Tabela 13, nomeadamente o coeficiente de escoamento  $K_V$  e o factor de recuperação  $F_L$  definiu-se o gráfico expresso na Figura 40 que pretende descrever apenas qualitativamente o comportamento do factor de recuperação  $F_L$  para diferentes posições de abertura da válvula, ou mais correctamente, descreve a relação entre  $F_L$  e o coeficiente de escoamento  $K_V$  percentual obtido para cada uma das posições. Assim, quando totalmente aberta, determinou-se um valor de  $F_L$  próximo de 0,55; sendo que à medida que a área de passagem do fluido é reduzida, o valor de  $F_L$  aumenta tendo sido calculado o máximo de 0,91 para um coeficiente de escoamento de 11% do seu máximo valor, ou seja 0,47 m<sup>3</sup>/h.

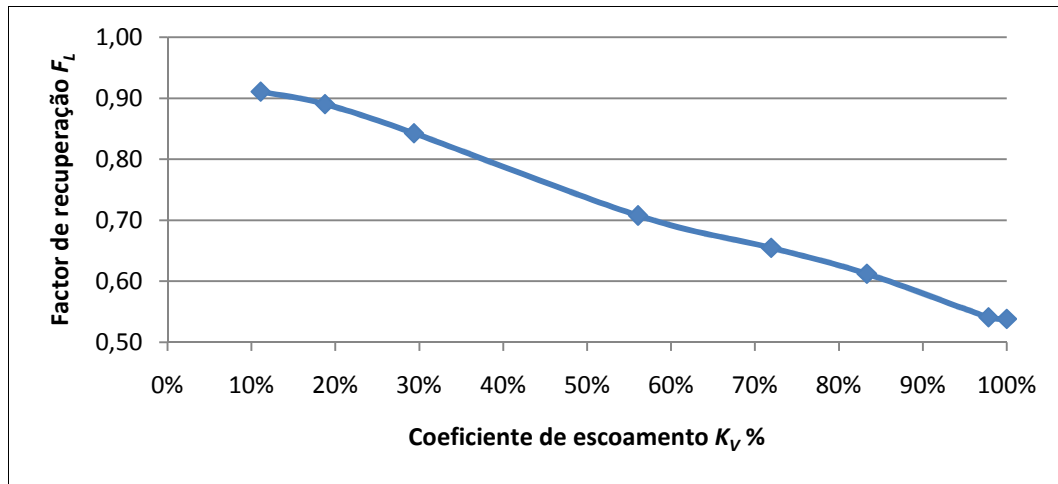


Figura 40 - Variação de  $F_L$  em função do valor relativo do coeficiente de escoamento.

Este comportamento é de resto verificado pela norma IEC 60534-2-1 pág. 23, que para uma válvula de bola segmentada semelhante à que foi utilizada, admite um valor típico para o factor de recuperação de 0,6 quando totalmente aberta e de 0,87 para um coeficiente de escoamento de 10% do seu máximo valor.

#### 4.4 CARACTERÍSTICA DA VÁLVULA

Paralelamente aos ensaios realizados na determinação do factor de recuperação  $F_L$ , foi realizado um teste nas mesmas condições do primeiro ensaio descrito em 4.3, onde o caudal máximo permitido pela instalação é garantido para cada posição de abertura da válvula de teste. Assim, fazendo intervir em todo o sistema apenas a válvula de teste, foram registados os valores dos caudais máximos nas seguintes posições de abertura: 25%, 30%, 35%, 40%, 45%, 50%, 55%, 60%, 65%, 70%, 75%, 80%, 85%, 90%, 95% e 100%.

Este teste visou a determinação da curva da característica instalada no escoamento, que foi explicada e diferenciada da característica inerente da válvula no início deste trabalho, na subsecção 2.3.2. Para isso, efectuaram-se medições de caudal máximo permitido pela instalação fazendo variar apenas a tensão aplicada na válvula de teste, ou seja, fazendo variar a posição de abertura da mesma. Os resultados são apresentados na Figura 41.

Utilizando os mesmos dados e a curva do coeficiente de escoamento obtida anteriormente na subsecção 4.1, foi desenhado o gráfico da Figura 42 onde se pretende evidenciar as diferenças entre a característica inerente e a característica instalada, enunciadas na subsecção 2.3.2.

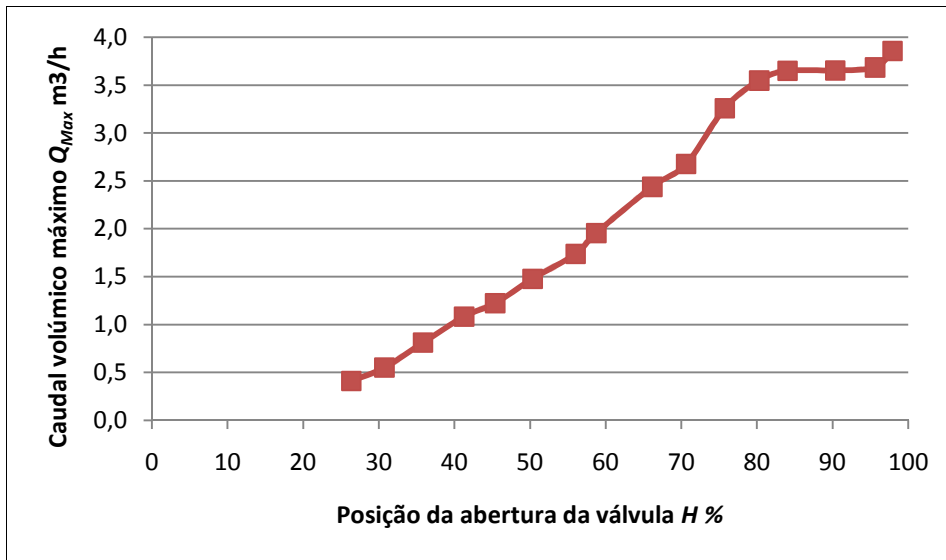


Figura 41 - Caudal máximo permitido pela instalação em função da abertura a válvula testada.

Na Figura 42 a característica inerente à válvula testada é identificada pelo símbolo  $\Delta$  e foi de resto já descrita como sendo de igual percentagem. O eixo das ordenadas desta curva é colocado à direita e quantifica o coeficiente de escoamento da válvula relativo em relação ao seu valor máximo. Por outro lado, a característica instalada é identificada pelo símbolo  $\square$  e o seu eixo das ordenadas foi colocado à esquerda referindo-se ao caudal volúmico relativo ao seu valor máximo. Ambas as curvas têm o mesmo eixo de abcissas que representa a posição de abertura da válvula  $H$ .

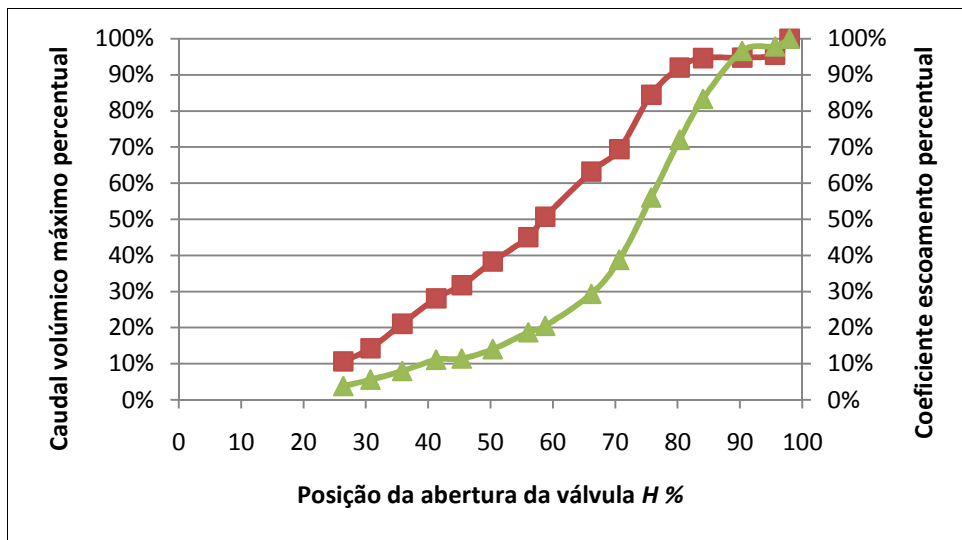


Figura 42 -  $\Delta$  - Característica inerente da válvula.  $\square$  - Característica instalada.

Analisando a Figura 42, é possível ver que a curva de característica inerente de igual percentagem,  $\Delta$ , deu origem a uma característica instalada que se aproxima da linear  $\square$ . Esta situação tinha sido verificada e explicada no exemplo que foi estudado na subsecção 2.3.2.2.

## 5 FECHO

### 5.1 PRINCIPAIS CONCLUSÕES

Neste trabalho, foram realizados vários ensaios experimentais com vista a determinar as principais características de funcionamento de uma válvula de controlo. Estes parâmetros são fundamentais na selecção e dimensionamento dessas válvulas pois permitem prever o seu comportamento para uma dada situação, bem como estabelecer um ponto de comparação com outras válvulas de controlo.

Foi verificado que a válvula testada possui uma característica de igual percentagem, tendo para a sua posição de abertura máxima, um coeficiente de escoamento  $K_V = 4,25 \text{ m}^3/\text{h}$ . A característica inerente de igual percentagem da válvula deu origem, por sua vez, a uma característica instalada que se aproximou de uma característica linear, tal como se previu teoricamente.

Relativamente a regimes de escoamento não turbulento, verificou-se que para a válvula testada, não fazia muito sentido o seu estudo, uma vez que em causa estão caudais e diferenças de pressão ( $p_1-p_2$ ) extremamente baixos, que muito provavelmente não serão utilizados durante o funcionamento da válvula. No entanto foi considerado um estudo para a posição de abertura máxima, onde foi alcançado um valor do factor do número de Reynolds mínimo de 0,77 que pressupõe de acordo com a norma IEC 60534-2-1 pág. 21, a presença de um regime de transição. Como consequência da dificuldade de atingir um regime de escoamento laminar perfeitamente desenvolvido, não foi possível a determinação experimental do factor de alteração da geometria  $F_D$  necessário para o cálculo do número de Reynolds da válvula,  $Re_V$ , parâmetro utilizado na presença de regimes de escoamento não turbulento. Assim, concluiu-se que para um estudo mais rigoroso de regimes de escoamento não turbulento, deveria ser utilizada uma válvula de teste de dimensão superior, ou em alternativa, um fluido de teste com uma viscosidade bem superior à água, de modo a ser possível identificar um regime laminar perfeitamente desenvolvido.

Para situações de escoamento turbulento limite, foi possível avaliar o comportamento do factor de recuperação  $F_L$  para diferentes posições de abertura da válvula, sendo um parâmetro de grande importância na previsão de possíveis problemas de cavitação e *flashing* que possam ocorrer durante o funcionamento da válvula. No entanto, para uma quantificação e determinação mais eficaz deste parâmetro, a instalação deveria permitir caudais superiores aos alcançados, tendo sido limitada pelas características da electrobomba utilizada. Assim, tendo em conta aos resultados obtidos, concluiu-se que a válvula testada tem uma baixa recuperação, isto é, um valor de  $F_L$  elevado, o que poderá ser uma vantagem em relação a outras válvulas de elevada recuperação (baixo valor de  $F_L$ ), em situações cujos caudais e diferenças de pressão ( $p_1-p_2$ ) são suficientemente elevados e por isso, pretende-se evitar possíveis problemas de cavitação e *flashing*.

Durante o dimensionamento e implementação da instalação, uma das condições mais discutidas foi a estabilidade da pressão à entrada da válvula de teste que teria de ser garantida e mantida constante durante a realização dos diferentes ensaios. No entanto, verificou-se que essa variável era influenciada pela posição de abertura da válvula testada e pelo ajuste da válvula de ajuste fino uma vez que introduzem perdas de carga que conduzem à alteração do valor da pressão  $p_1$ . Para a determinação do coeficiente de escoamento, este facto não teve importância uma vez que se tratando de um fluido incompressível, o seu valor não depende da

pressão à entrada,  $p_1$ , mas sim da diferença de pressão ( $p_1-p_2$ ). Já na determinação do factor de recuperação  $F_L$ , a instabilidade do valor de pressão à entrada da válvula  $p_1$ , criou diversas dificuldades uma vez que nesta situação se relacionam directamente.

Por último, concluiu-se que a metodologia da norma IEC 60534-2-3, adoptada e aplicada na determinação experimental dos diferentes parâmetros da válvula de controlo, produziu resultados satisfatórios que foram verificados e validados com dados fornecidos pelo fabricante da válvula em causa.

## 5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante a execução deste trabalho, assumiu-se desde o início que a relação entre a tensão aplicada no actuador e a posição de abertura da válvula seria linear. Esta suposição é perfeitamente plausível uma vez que os erros introduzidos serão mínimos. No entanto, com o intuito de clarificar essa característica, seria interessante utilizar um transferidor digital na medição da posição de abertura da válvula de modo a verificar a existência de possíveis erros significativos no posicionamento da válvula.

A realização de ensaios utilizando fluidos diferentes da água é uma das acções com mais possibilidade de contribuir para completar o presente trabalho. Por exemplo, a utilização de óleo como fluido de trabalho, devido à sua elevada viscosidade, provavelmente irá originar situações de regime laminar que não foram possíveis atingir utilizando a água. Por outro lado, a utilização de ar como fluido de trabalho, permitiria estudar os efeitos da compressibilidade na determinação dos parâmetros da válvula de controlo podendo ser comparados com os obtidos utilizando a água. Ambas as situações são possíveis de realizar e estão previstas pela norma IEC 60534-2-3.

Relativamente ao fenómeno de cavitação ocorrido nas válvulas de controlo, é possível realizar outros estudos de forma a identificar com precisão as condições em que surge. A utilização de sensores de pressão sonora permite estabelecer uma relação entre o ruído gerado e o tipo de escoamento que ocorre no interior da válvula, o que permite detectar a ocorrência de fenómenos de cavitação nos líquidos, e *choked flow* nos gases.

## REFERÊNCIAS

Coelho, P. (2000). *Escoamento de Fluidos Nao-Newtonianos em Torno de um Cilindro*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

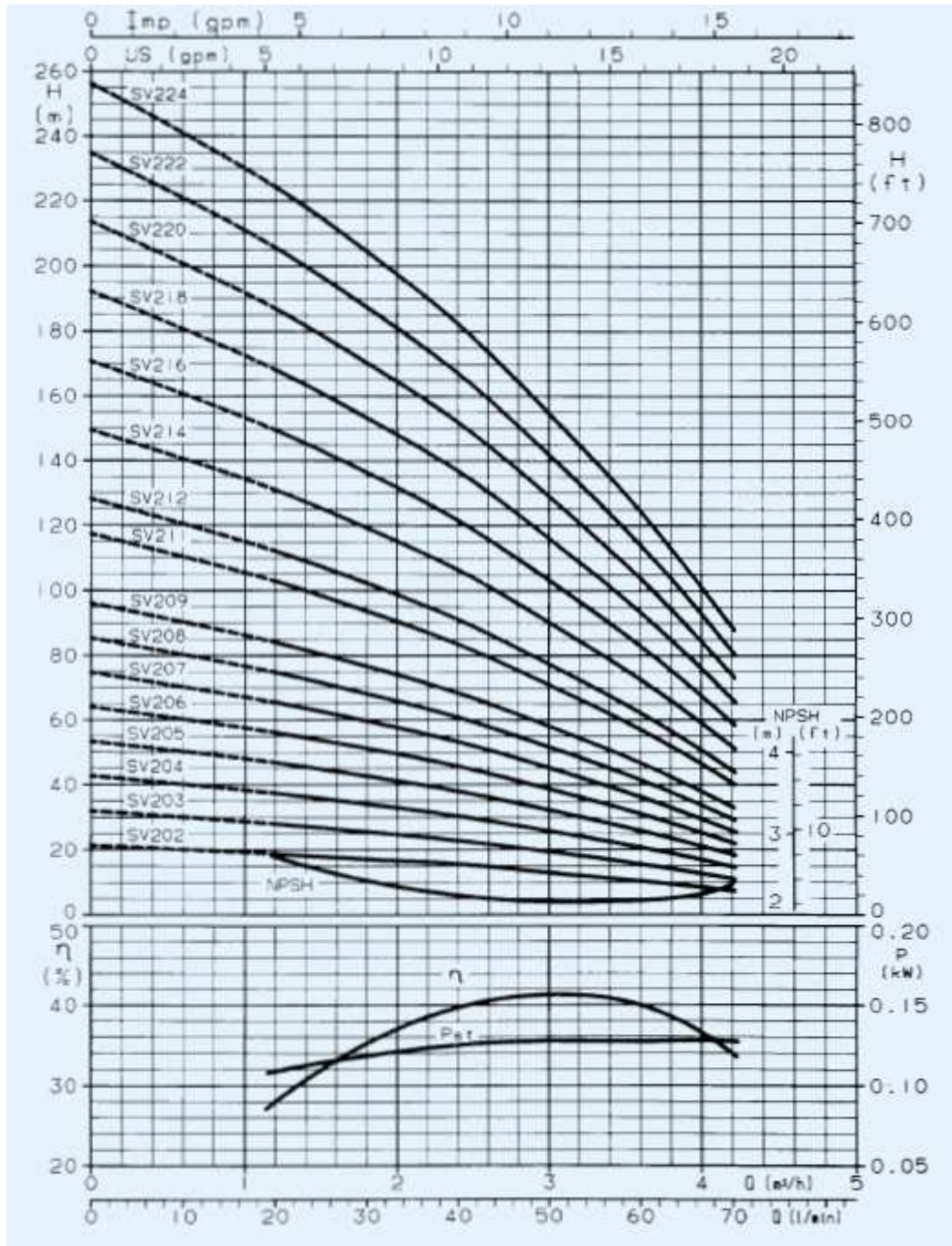
Coleman, H. W., & Steele, W. G. (1999). *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*. John Wiley e Sons.

Lovett, O. (1974). *Flow, Its Measurement and Control in Science and Industry*. Instrument Society of America.

Parcol. (s.d.). *Handbook for Control Valve Sizing*. Obtido em 2008, de Parcol Web Site: [www.parcol.com](http://www.parcol.com)

Skousen, P. L. (2004). *Valve Handbook*. McGraw-Hill.

## ANEXO A - CURVA CARACTERÍSTICA DA ELECTROBOMBA



**ANEXO B - CONSTANTES NUMÉRICAS**

Constante	Valor	Unidades adoptadas $p, \Delta p$
$N_2$	$1,60 \times 10^{-3}$	-
$N_4$	$7,07 \times 10^{-2}$	-
$N_9 (t_s=15^\circ\text{C})$	$2,60 \times 10^1$	kPa
	$2,60 \times 10^3$	bar
$N_{18}$	$8,65 \times 10^{-1}$	-
$N_{22} (t_s=15^\circ\text{C})$	$1,84 \times 10^1$	kPa
	$1,84 \times 10^3$	bar
$N_{33}$	$6,00 \times 10^1$	-

## ANEXO C – COMPLEMENTOS DA ANÁLISE DE INCERTEZAS

Neste anexo pretende-se explicar a determinação dos erros sistemáticos  $B_{Calib2}$  e  $B_{Calib4}$ , que foram utilizados na análise de incertezas descrita nas subsecções 3.6.1 e 3.6.2 respectivamente.

De acordo com (Coleman & Steele, 1999), no ajuste de uma recta  $y=a+bx$  a um conjunto de  $n$  pontos  $(x, y)$  obtidos experimentalmente, é necessário ter em conta o erro sistemático introduzido pelo próprio ajuste,  $B_{Ajuste}$ , e o erro de precisão associado à incerteza original dos dados experimentais,  $B_{Prec.}$ . Combinados ambos os erros, determina-se o erro sistemático associado à calibração de um instrumento,  $B_{Calib.}$ , pela seguinte equação:

$$B_{Calib.} = \sqrt{B_{Ajuste}^2 + B_{Prec.}^2}$$

Para um intervalo de confiança a 95%, o limite do erro sistemático para um dado ponto  $i$ ,  $P_y$ , introduzido pelo ajuste de uma recta a um conjunto de  $n$  pontos  $(x, y)$  obtidos experimentalmente pode ser estimado pela seguinte equação:

$$P_y = t_{n-2}^{95\%} s_y \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{(x - \bar{x})^2}{\sum (x_i - \bar{x})^2}}$$

em que  $s_y$  corresponde ao desvio-padrão experimental e é calculado com a seguinte equação:

$$s_y = \sqrt{\frac{1}{n-2} \sum [y_i - (a + bx_i)]^2}$$

Uma vez que a variação do limite do erro  $P_y$  para os diferentes pontos do ajuste considerado não é significativo, sendo ligeiramente superior nas caudas do ajuste em relação à sua zona central, considerou-se neste trabalho, o erro sistemático  $B_{Ajuste}$ , sendo a média aritmética dos limites dos erros obtidos para cada ponto  $i$ .

$$B_{Ajuste} = \frac{\sum P_y}{n}$$

Assim, para a situação do transdutor de pressão diferencial 2, estimou-se um erro  $B_{Ajuste2}$  de 6 mbar; e para o transmissor de caudal 4, estimou-se um erro  $B_{Ajuste4}$  de 53 litros/h.

Quanto aos erros de precisão, considerou-se no caso do transdutor de pressão diferencial 2, o erro de leitura do manómetro de mercúrio em U utilizado como referência,  $B_{Prec.2}$ , valendo 0,5 mm Hg, ou seja, 1 mbar.

Para o transmissor de caudal 4, o instrumento utilizado como referência era constituído pela balança e cronómetro digital, sendo que o erro  $B_{Prec.4}$  foi calculado como sendo a média aritmética das incertezas relativas do caudal determinadas para cada ponto do ajuste pela seguinte equação:

$$U_Q = Q \sqrt{\left(\frac{0,05}{m}\right)^2 + \left(\frac{0,01}{t}\right)^2}$$

Assim, estimou-se o erro  $B_{Prec.4}$  valendo 10 litros/h.

Uma vez obtidas as duas componentes dos erros sistemáticos de calibração, determinou-se  $B_{Calib2}$  e  $B_{Calib4}$ , como se pode ver nas seguintes equações:

$$B_{Calib2} = \sqrt{B_{Ajuste2}^2 + B_{Prec.2}^2} = \sqrt{6^2 + 1^2} \approx 6 \text{ mbar.}$$

$$B_{Calib4.} = \sqrt{B_{Ajuste4.}^2 + B_{Prec4.}^2} = \sqrt{53^2 + 10^2} \approx 54 \text{ litros/h.}$$

Como se pode ver pelas anteriores equações, a contribuição dos erros de precisão dos instrumentos utilizados como referência é manifestamente inferior aos erros introduzidos pelo próprio ajuste, pelo que muitas vezes podem não ser considerados.