

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

Gustavo Coelho Rezende

**ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE VAZAMENTOS  
EM VÁLVULAS DE COMPRESSORES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.

Florianópolis  
2016

Catlogação na fonte elaborada pela biblioteca da  
Universidade Federal de Santa Catarina

A ficha catalográfica é confeccionada pela Biblioteca Central.

Tamanho: 7cm x 12 cm

Fonte: Times New Roman 9,5

Maiores informações em:

<http://www.bu.ufsc.br/design/Catalogacao.html>

Gustavo Coelho Rezende

**ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE VAZAMENTOS EM  
VÁLVULAS DE COMPRESSORES**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 2 de setembro de 2016.

---

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.  
Orientador

---

Prof. Armando Albertazzi, Dr.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.  
Presidente

---

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. Eng. (UFSC)

---

Prof. Juan Pablo de Lima Costa Salazar, Ph.D. (UFSC)

---

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng. (UFSC)



Dedico este trabalho aos meus pais,  
**Wander e Marivone**, e à minha irmã,  
**Manuela**, pelo amor, paciência e  
incentivo que recebo.



## **AGRADECIMENTOS**

Ao meu orientador, César J. Deschamps, pela atenção, paciência e conselhos;

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos colegas de trabalho do POLO: Ernane Silva, Murilo F. Nicoluzzi, Alan Tihiro D. Nakashima, Vitor de Melo Braga, Daniel F. Belvedi, Marco Aurélio Timmermann, Rodolfo da Silva Espíndola, Marco C. Diniz, Thiago Dutra, Pablo A. de Oliveira, Eduardo L. da Silva, Fabiano Vambömmel, Renata Steinbach, Manoela L. dos Santos, Jorge L. S. Lubas.

Ao Eng. Claudio Santos pelo apoio às atividades de pesquisa e discussões;

À Universidade Federal de Santa Catarina, em especial ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pela oportunidade oferecida.

À CAPES e à Embraco, pelo apoio financeiro dado ao trabalho.





“Tu te tornas eternamente responsável  
por aquilo que cativas”

Antoine de Saint-Exupéry, *O Pequeno Príncipe*



## RESUMO

Vazamentos são comuns em compressores alternativos utilizados em refrigeração doméstica. Esses vazamentos ocorrem principalmente entre a folga pistão-cilindro e nas válvulas. Entretanto, a investigação de vazamento em válvulas e sua influência na performance de compressores é algo recente. As válvulas investigadas neste trabalho são do tipo palheta e abrem/fecham automaticamente devido à diferença de pressão entre as câmaras de compressão e sucção/descarga do compressor. O vazamento ocorre quando a válvula está fechada sobre o assento e o fluido escoia através da folga formada por irregularidades geométricas da válvula e do assento. O vazamento na válvula é particularmente relevante em compressores de baixa capacidade que não utilizam óleo lubrificante, pois o óleo também é responsável pela vedação das folgas. Este trabalho apresenta uma análise numérico-experimental do vazamento de gás em diferentes projetos de válvulas de compressores de baixa capacidade aplicados em refrigeração doméstica desconsiderando o efeito do óleo lubrificante. A vazão mássica do vazamento na válvula é medida em uma bancada experimental que emprega o método do volume constante. Além disso, um modelo numérico é usado para complementar a análise, empregando a formulação de escoamento laminar compressível em regime permanente. A partir da combinação das abordagens experimental e numérica, um método é proposto para avaliar a folga geométrica entre válvula e assento. Os resultados indicam que o vazamento varia consideravelmente com o projeto de válvula e que a folga entre válvula e assento é afetada pela diferença de pressão entre as câmaras de compressão e sucção/descarga, com valores típicos entre 0,11 e 0,61  $\mu\text{m}$ .

**Palavras-chave:** Compressor alternativo, válvulas, vazamento.



## ABSTRACT

Leakage is common in reciprocating compressors used in household refrigeration systems. Such leakage occurs mainly through gaps in valves and between the piston-cylinder clearance. However, the investigation of leakage in valves and their influence on compressor performance is quite recent. The reed-type valves considered in this work open and close automatically due to the pressure difference between the compression and suction/discharge chambers. Leakage in valves occurs through the gap formed by the geometric irregularities of the valve and the seat. Valve leakage is particularly relevant in low-capacity compressors that do not use lubricating oil, since the oil is also responsible for sealing gaps. This work presents a numerical and experimental analysis of leakage for three valve designs adopted in small reciprocating compressors neglecting the oil effects. The mass flow rate associated with the valve leakage is measured in an experimental setup with the use of the constant volume method. A numerical model based on the formulation of compressible laminar flow was validated and used to complement the analysis. By combining the experimental and numerical approaches, a method was proposed to evaluate the geometric gap between valve and seat. The results indicate the leakage may considerably vary with the valve design and that the gap between the valve and seat is affected by the pressure load on the valve, with typical values between 0.11 and 0.61  $\mu\text{m}$ .

**Keywords:** Reciprocating compressor, valves, leakage.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Elementos principais do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. ....	26
Figura 1.2 - Diagrama de pressão em função da entalpia para o ciclo de compressão de vapor. ....	26
Figura 1.3 - Diagrama de pressão do gás em função do volume da câmara de compressão. ....	28
Figura 1.4 - Posição do pistão e válvulas do compressor em cada etapa do ciclo de compressão. ....	28
Figura 1.5 - Válvula e assento em corte transversal. ....	31
Figura 1.6 - Variedades de válvulas tipo palheta. ....	31
Figura 2.1 - Eficiência volumétrica em função da área de vazamento. Fonte: Adaptado de Machu (1990).....	34
Figura 2.2 - Influência do óleo na vedação da válvula. (a) Válvula fechada. (b) Válvula aberta. Fonte: Fujiwara e Kazama (1998).....	35
Figura 2.3 - Regimes de escoamento segundo Schaaf e Chambre (1961). ....	37
Figura 3.1 - Desenho esquemático da bancada experimental.....	42
Figura 3.2 - Vista explodida dos elementos do kit do compressor.....	44
Figura 3.3 - Principais partes do kit modificado do compressor usado na bancada experimental. ....	45
Figura 3.4 - Seção de teste. ....	46
Figura 3.5 - Caminhos prováveis do vazamento no kit do compressor. ....	51
Figura 3.6 - Placa de válvulas com orifícios vedados. ....	52
Figura 4.1 - Geometria utilizada no modelo numérico.....	53
Figura 4.2 - Volume de controle infinitesimal. ....	54
Figura 4.3 - Bancada experimental. Fonte: Silva <i>et al.</i> (2016).....	57
Figura 4.4 - Entrada e saída do microtubo. Fonte: Silva <i>et al.</i> (2016)...	57
Figura 4.5 - Vazão mássica experimental e numérica em função de $K\eta$ . ....	59
Figura 4.6 - Diferença entre medição e previsão de vazão mássica de $N_2$ em microtubo. ....	59
Figura 4.7 - Diferença entre medição e previsão de vazão mássica de R134a em microtubo. ....	60
Figura 4.8 - Diferença entre medição e previsão de vazão mássica de R600a em microtubo. ....	60
Figura 5.1 - Pressão do gás em testes de vazamento total.....	62
Figura 5.2 - Pressão do gás em testes de vazamento secundário.....	63
Figura 5.3 - Ajuste linear para o cálculo de $dpr/dt$ . ....	65

Figura 5.4 - Bancada durante a medição do volume do reservatório principal.....	67
Figura 5.5 - Medição de pressão durante o procedimento que mede o volume do reservatório.....	69
Figura 5.6 - Medições de temperatura durante o procedimento que mede o volume do reservatório.....	69
Figura 5.7 - Temperatura do gás durante os testes de vazamento total.	73
Figura 5.8 - Temperatura do gás durante os testes de vazamento secundário.....	73
Figura 5.9 - Erro devido ao desvio térmico em D1, considerando diferentes $dTr/dt$ .....	74
Figura 5.10 - Erro devido ao desvio térmico em D1SL, considerando diferentes $dTr/dt$ .....	74
Figura 5.11 - Erro devido ao desvio térmico em testes de vazamento total. ....	75
Figura 5.12 - Erro devido ao desvio térmico em testes de vazamento secundário.....	75
Figura 5.13 - Vazamento para $\Delta p/\Delta p_{max} = 0,7$ em 84 testes consecutivos.....	78
Figura 5.14 - Diferença relativa na vazão mássica causada pela variação da temperatura no reservatório.....	78
Figura 5.15 - Vazão mássica adimensional dos últimos 45 testes e ajuste linear. ....	79
Figura 5.16 - Vazão mássica adimensional e corrigida em função do número de teste. ....	79
Figura 5.17 - Contribuição das fontes de erro aleatório na incerteza do vazamento total (D1).....	80
Figura 5.18 - Contribuição das fontes de erro aleatório na incerteza do vazamento secundário (D1SL).....	81
Figura 5.19 - Incerteza relativa do vazamento na válvula.....	83
Figura 5.20 - Vazamentos nas válvulas.....	84
Figura 5.21 - Vazamentos secundários. ....	85
Figura 5.22 - Folga de quina na válvula com deflexão. ....	86
Figura 5.23 - Folga na válvula sem flexão.....	86
Figura 5.24 - Perfil da folga na válvula S1. ....	89
Figura 5.25 - Perfil da folga na válvula D1.....	89
Figura 5.26 - Perfil da folga na válvula D2.....	90
Figura 5.27 - Vazamento numérico quando não há deflexão na válvula. ....	90
Figura 5.28 - Vazamento de fluido refrigerante na válvula S1 obtidos do modelo numérico. ....	91



Figura 5.29 - $Re$ na entrada do microcanal. ....	92
Figura 5.30 - $Re$ na saída do microcanal. ....	93
Figura 5.31 - $M$ na entrada do microcanal. ....	93
Figura 5.32 - $M$ na saída do microcanal. ....	94
Figura 5.33 - $K\eta$ na entrada. ....	94
Figura 5.34 - $K\eta$ na saída do microcanal. ....	95

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Itens presentes no kit do compressor. ....	46
Tabela 3.2 - Configuração das válvulas de controle. ....	51
Tabela 5.1 - Medidas geométricas das válvulas. ....	61
Tabela 5.2 - Massas e volume do R2. ....	66
Tabela 5.3 - Medições do volume do reservatório. ....	70
Tabela 5.4 - Valores máximos de taxa de variação de temperatura em cada teste. ....	72
Tabela 5.5 - Temperatura local, média, máxima, mínima e diferença máxima. ....	76

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$A_r$	Área de recobrimento	[m <sup>2</sup> ]
$C_f$	Fator de atrito de Fanning	[-]
$d$	Diâmetro da molécula	[m]
$D$	Rigidez à flexão da placa	[N.m]
$D_h$	Diâmetro hidráulico	[m]
$E$	Módulo de elasticidade	[Pa]
$h$	Entalpia	[J/kg]
$Kn$	Número de Knudsen	[-]
$L$	Comprimento característico do canal	[m]
$M$	Número de Mach	[-]
$m_1$	Massa de gás no reservatório principal	[kg]
$m_2$	Massa de R2	[kg]
$m_3$	Massa de gás no reservatório combinado	[kg]
$m_{2a}$	Massa de R2 preenchido com água	[kg]
$m_a$	Massa de água em R2	[kg]
$m_r$	Massa de gás dentro do reservatório	[kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$\dot{m}$	Vazão mássica real do compressor	[kg/s]
$\dot{m}^*$	Vazão mássica máxima medida na válvula S1	[kg/s]
$\dot{m}_{med}$	Vazão mássica medida experimentalmente por Silva <i>et al.</i> (2016)	[kg/s]

$\dot{m}_s$	Vazamento secundário	[kg/s]
$\dot{m}_{sim}$	Vazão mássica calculada pelo modelo numérico	[kg/s]
$\dot{m}_t$	Vazamento total	[kg/s]
$\dot{m}_{th}$	Vazão mássica ideal do compressor	[kg/s]
$\dot{m}_v$	Vazamento na válvula	[kg/s]
$n_g$	Densidade molar do gás	[mol/m <sup>3</sup> ]
$p$	Pressão	[Pa]
$p_1$	Pressão do gás no reservatório principal	[Pa]
$p_2$	Pressão do gás no reservatório secundário	[Pa]
$p_3$	Pressão do gás no reservatório combinado	[Pa]
$p^*$	Pressão crítica	[Pa]
$p_{atm}$	Pressão atmosférica	[Pa]
$p_b$	Contrapressão	[Pa]
$p_d$	Pressão do gás na câmara de descarga	[Pa]
$p_{max}$	Pressão máxima do gás no reservatório	[Pa]
$p_{min}$	Pressão mínima do gás no reservatório	[Pa]
$p_r$	Pressão do gás no reservatório	[Pa]
$p_s$	Pressão do gás na câmara de sucção	[Pa]
$R$	Constante do gás	[J/(kg.K)]
$r$	Raio	[m]
$r_o$	Raio interno do assento	[m]
$r_d$	Raio externo do assento	[m]
$Re$	Número de Reynolds	[-]
$S_{xx}$	Somatório do quadrado dos resíduos do ajuste de curva	[s <sup>2</sup> ]
$T$	Temperatura	[°C, K]

$T_r$	Temperatura do gás no reservatório	[°C, K]
$T_{ref}$	Temperatura de referência	[°C, K]
$t$	Espessura da válvula	[m]
$t$	Tempo	[s]
$t$	Coefficiente t de Student	[-]
$U$	Incerteza expandida	
$u$	Incerteza-padrão	
$\nu$	Coefficiente de Poisson	[-]
$\nu_{ef}$	Graus de liberdade efetivos	[-]
$V$	Velocidade média	[m/s]
$V_1$	Volume do reservatório principal	[m <sup>3</sup> ]
$V_2$	Volume do reservatório secundário	[m <sup>3</sup> ]
$V_3$	Volume do reservatório combinado	[m <sup>3</sup> ]
$V_r$	Volume de gás dentro do reservatório	[m <sup>3</sup> ]
$w$	Trabalho específico real	[-]
$w_{th}$	Trabalho específico ideal	[-]
$X$	Coordenada adimensional na direção radial	[-]

### **Símbolos Gregos**

Símbolo	Descrição	Unidades
$\beta_0$	Coefficiente linear do ajuste de curva	[Pa]
$\beta_1$	Coefficiente angular do ajuste de curva	[Pa/s]
$\gamma$	Razão de calores específicos	[-]
$\Delta$	Diferença relativa entre vazão mássica medida e simulada	[-]
$\delta$	Folga entre válvula e assento	[m]

$\delta_e$	Folga de quina entre válvula e assento	[m]
$\varepsilon$	Erro devido ao desvio térmico	[-]
$\eta_s$	Eficiência isentrópica	[-]
$\eta_v$	Eficiência volumétrica	[-]
$\lambda$	Livre caminho médio entre moléculas	[m]
$\mu$	Viscosidade dinâmica do gás	[Pa.s]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_a$	Densidade da água	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Desvio-padrão	
$\hat{\sigma}^2$	Variância estimada do resíduo	
$\sigma_v$	Coefficiente de acomodação de quantidade de movimento tangencial	[-]
$\tau_i$	Quantidade de movimento tangencial de moléculas incidentes	[N.s]
$\tau_r$	Quantidade de movimento tangencial de moléculas refletidas	[N.s]
$\tau_w$	Quantidade de movimento tangencial de moléculas reemitidas	[N.s]

### **Símbolos Especiais**

Símbolo	Descrição	Unidades
$\Delta p$	Diferença de pressão	[Pa]
$\Delta t$	Intervalo de tempo	[s]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>25</b>
1.1	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO .....	25
1.2	EFICIÊNCIA DE COMPRESSORES.....	29
1.3	VAZAMENTO EM VÁLVULAS .....	30
1.4	OBJETIVOS.....	32
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>33</b>
2.1	VAZAMENTO EM VÁLVULAS DE COMPRESSOR.....	33
2.2	RAREFAÇÃO.....	36
2.3	ESCOAMENTO EM MICROCANAIS .....	38
2.4	COMENTÁRIOS FINAIS .....	40
<b>3</b>	<b>BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAIS .</b>	<b>41</b>
3.1	BANCADA EXPERIMENTAL.....	42
<b>3.1.1</b>	<b>Estrutura da bancada.....</b>	<b>42</b>
<b>3.1.2</b>	<b>Instrumentação .....</b>	<b>46</b>
3.2	MÉTODO DO VOLUME CONSTANTE.....	47
3.3	LIMPEZA E ARMAZENAGEM.....	48
3.4	CALIBRAÇÃO .....	49
3.5	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	50
<b>4</b>	<b>MODELAGEM NUMÉRICA .....</b>	<b>53</b>
4.1	MODELO NUMÉRICO.....	53
4.2	VALIDAÇÃO DO MODELO.....	56
<b>5</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>61</b>
5.1	DADOS GEOMÉTRICOS DAS VÁLVULAS.....	61
5.2	DETERMINAÇÃO DA INCERTEZA EXPERIMENTAL .	62
<b>5.2.1</b>	<b>Efeito da medição de pressão.....</b>	<b>62</b>

<b>5.2.2</b>	<b>Efeito do volume do reservatório .....</b>	<b>65</b>
<b>5.2.3</b>	<b>Efeito da temperatura .....</b>	<b>71</b>
<b>5.2.4</b>	<b>Repetibilidade das medições.....</b>	<b>76</b>
<b>5.2.5</b>	<b>Incertezas de medição do vazamento.....</b>	<b>80</b>
<b>5.3</b>	<b>RESULTADOS DE VAZAMENTOS .....</b>	<b>83</b>
<b>5.4</b>	<b>ESTIMATIVA DE FOLGA .....</b>	<b>85</b>
<b>5.5</b>	<b>INFLUÊNCIA DA DEFLEXÃO E DO FLUIDO REFRIGERANTE SOBRE O VAZAMENTO.....</b>	<b>87</b>
<b>5.6</b>	<b>CARACTERIZAÇÃO DO REGIME DO ESCOAMENTO EM VÁLVULAS .....</b>	<b>91</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>96</b>
<b>6.1</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>97</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>98</b>
	<b>APÊNDICE A – VOLUME DE R2 .....</b>	<b>102</b>
	<b>APÊNDICE B – TÉCNICAS DE MEDIÇÃO INDIRETA DE VAZÃO MÁSSICA.....</b>	<b>105</b>
	<b>APÊNDICE C – CALIBRAÇÃO E CORREÇÃO.....</b>	<b>109</b>
	<b>APÊNDICE D – INCERTEZAS DO VAZAMENTO TOTAL E SECUNDÁRIO.....</b>	<b>110</b>



## 1 INTRODUÇÃO

A presente introdução é iniciada com a descrição de um sistema básico de refrigeração, incluindo a apresentação de seus principais componentes. Na sequência, definem-se as eficiências utilizadas como parâmetros para avaliar a performance de compressores alternativos de deslocamento positivo. Finalmente, após introduzir o problema associado ao vazamento em válvulas de compressores, apresentam-se os objetivos do trabalho.

### 1.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

O processo de transferência de calor de regiões a temperaturas mais baixas para regiões a temperaturas mais altas é chamado de refrigeração. Dispositivos capazes de realizar esse processo são denominados refrigeradores e operam de acordo com um ciclo de refrigeração. A refrigeração é aplicada em diversas áreas, sendo responsável pelo conforto térmico em ambientes, manutenção da temperatura ideal em processos industriais, e até mesmo resfriamento de eletrônicos. Um dos ciclos de refrigeração mais comuns baseia-se na compressão mecânica de vapor, patenteado em 1834 por Jacob Perkins.

O ciclo por compressão de vapor retira calor do ambiente frio, transfere-o para um fluido refrigerante que entrega este calor para o ambiente quente. O refrigerador que opera segundo esse ciclo utiliza o evaporador, o compressor, o condensador e o dispositivo de expansão, conforme o esquema da Figura 1.1. A Figura 1.2 apresenta um diagrama p-h de um ciclo ideal de refrigeração, em que estão indicados os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao final de cada processo.

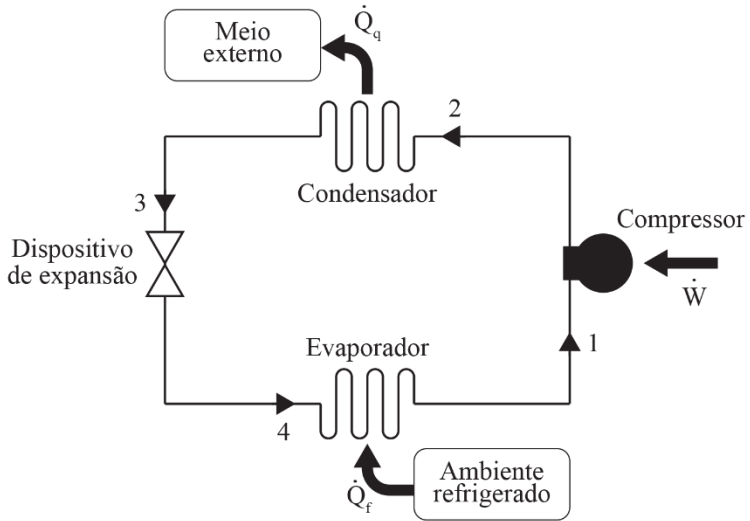


Figura 1.1 - Elementos principais do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

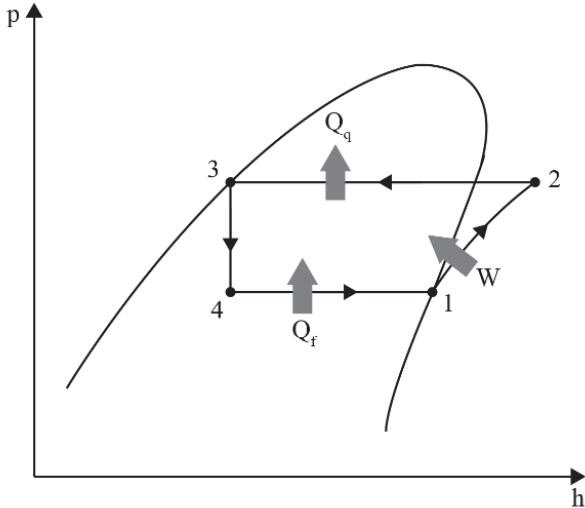


Figura 1.2 - Diagrama de pressão em função da entalpia para o ciclo ideal de compressão de vapor.

O ciclo por compressão de vapor inicia quando o ambiente refrigerado transfere calor para o evaporador, e o fluido refrigerante passa do estado bifásico para o gasoso (4-1). Na sequência, o compressor realiza trabalho sobre o fluido, comprimindo-o até a pressão ideal para sua entrada no condensador (1-2). Ao passar pelo condensador, o qual é um trocador de calor que transfere calor para o ambiente externo, o fluido refrigerante elimina calor e alcança o estado líquido (2-3). Em seguida, por estrangulamento, o dispositivo de expansão diminui a pressão e temperatura do fluido (3-4), preparando-o para entrar no evaporador e reiniciar o ciclo.

O compressor é um dos principais elementos de sistemas de refrigeração, responsável por fornecer a vazão de fluido refrigerante ao longo do ciclo e aumentar sua pressão para que possa mudar de fase no condensador. Os compressores são classificados em dois grandes grupos: roto-dinâmicos e de deslocamento positivo. Os compressores de deslocamento positivo caracterizam-se por comprimir mecanicamente o fluido refrigerante, através da redução do volume de uma câmara de compressão, até que o gás atinja a condição necessária para ser descarregado pelo compressor.

Existem dois tipos principais de compressores de deslocamento positivo: rotativos e alternativos. O tipo e a aplicação do refrigerador definem o compressor mais adequado a ser escolhido. Os compressores alternativos são os mais utilizados em refrigeradores domésticos, em que a compressão e expansão mecânica do fluido refrigerante acontece devido ao movimento alternado de um pistão.

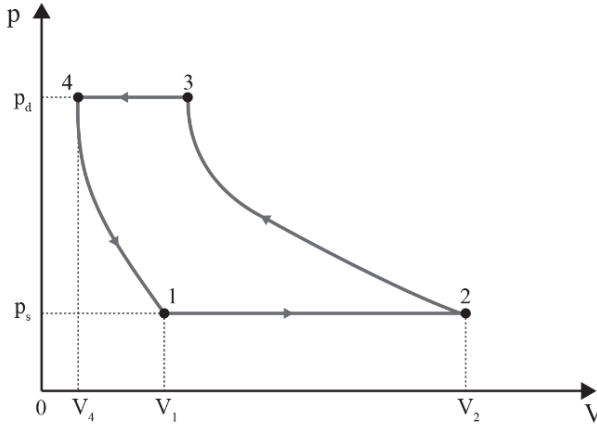


Figura 1.3 - Diagrama de pressão do gás em função do volume da câmara de compressão.

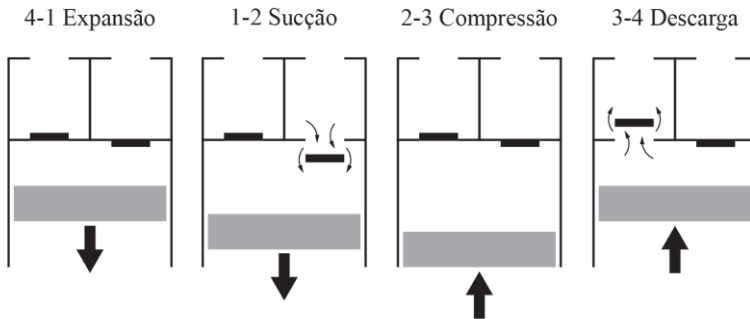


Figura 1.4 - Posição do pistão e válvulas do compressor em cada etapa do ciclo de compressão.

O processo de compressão mecânica é cíclico e pode ser dividido em quatro etapas principais: expansão, sucção, compressão e descarga. A Figura 1.3 ilustra o diagrama  $p$ - $V$  para o ciclo de compressão ideal e a Figura 1.4 a posição do pistão e das válvulas durante cada etapa.

Na expansão (4-1), o pistão inicia o movimento a partir do ponto morto superior, e desloca-se no sentido de expandir o gás até que sua pressão atinja a mesma pressão da câmara de sucção  $p_s$ . A partir desse ponto, começa a sucção (1-2), em que o compressor admite o fluido a uma pressão constante até que o pistão atinja o ponto morto inferior. Em seguida, ocorre a compressão do gás (2-3), em que as válvulas estão

fechadas e o volume da câmara de compressão diminui, aumentando a pressão do gás até atingir a mesma pressão presente na câmara de descarga  $p_d$ . Quando isso acontece, a válvula de descarga abre e o compressor descarrega (3-4) o fluido refrigerante para a câmara de descarga, encerrando o ciclo.

## 1.2 EFICIÊNCIA DE COMPRESSORES

A eficiência de compressores alternativos adotados em refrigeradores domésticos aumentou muito nas duas últimas décadas (Possamai e Todescat, 2004). Entretanto, os requerimentos de eficiência energética cada vez mais rigorosos devido ao aumento global na demanda por energia elétrica pressionam a indústria da refrigeração. Os compressores atuais possuem um nível de eficiência muito alto e, portanto, cada detalhe de seu funcionamento deve ser explorado como uma oportunidade para aumentar sua eficiência.

As principais perdas em compressores podem ser classificadas em três grupos: elétricas, associadas às ineficiências no motor elétrico; mecânicas, causadas por fricção nos mancais; e termodinâmicas, originadas por irreversibilidades do ciclo de compressão. A eficiência termodinâmica de um compressor pode ser quantificada através da eficiência volumétrica ( $\eta_v$ ) e isentrópica ( $\eta_s$ ). A eficiência isentrópica é definida como a razão entre os trabalhos específicos em processo de compressão ideal ( $w_{th}$ ) e aquele realizado pelo compressor real ( $w$ ), considerando as mesmas pressões iniciais e finais do gás, ou seja:

$$\eta_s = \frac{w_{th}}{w} . \quad (1.1)$$

A eficiência volumétrica é a razão entre as vazões mássicas real  $\dot{m}$  e ideal  $\dot{m}_{th}$  do compressor, calculada por

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} . \quad (1.2)$$

Os valores das eficiências volumétrica e isentrópica são influenciados principalmente por atrito viscoso nos processos de sucção e descarga, transferência de calor para o fluido refrigerante na linha de sucção e vazamentos. Os vazamentos são fontes significativas de perdas e ocorrem

principalmente em regiões do compressor onde gás sob alta pressão não é completamente vedado.

O vazamento em compressores alternativos ocorre principalmente em duas folgas: (i) folga entre pistão e cilindro; (ii) folga entre válvula e assento. A maioria dos trabalhos que avalia o impacto do vazamento sobre o desempenho do compressor investiga somente vazamentos na folga pistão-cilindro (Pandeya e Soedel, 1978; Ferreira e Lilie, 1984; McGovern, 1990). Entretanto, a busca pelo aumento na eficiência dos compressores aliada a resultados recentes de Silva e Deschamps (2015) evidenciam a importância de se investigar vazamentos também em válvulas.

### 1.3 VAZAMENTO EM VÁLVULAS

As válvulas são componentes essenciais de compressores e os seus projetos afetam as eficiências volumétrica e isentrópica. Os principais tipos de válvulas empregados em compressores de refrigeração são: de assento (*poppet valves*), de anel (*ring plate*) e de palheta (*reed valves*), sendo as válvulas de palheta usadas em compressores de refrigeração doméstica. Válvulas do tipo palheta operam automaticamente abrindo e fechando de acordo com a diferença de pressão entre as câmaras de compressão e sucção/descarga do compressor. A Figura 1.5 ilustra a válvula e o assento de válvula em corte transversal.

Válvulas palheta são feitas de lâminas de aço, normalmente fabricadas por estampagem seguido de um processo de tamboreamento para polir suas superfícies, a fim de aumentar o número de ciclos de sua vida útil. A Figura 1.6 apresenta variados projetos de válvulas de palheta, as quais podem ser de diferentes geometrias, cobrindo orifícios circulares ou não circulares, e podem ser fabricadas destacadas ou como placas inteiras.

O assento e o orifício da válvula localizam-se na placa de válvulas, a qual é comumente fabricada pela sinterização do aço. Alguns assentos são retificados ou brunidos para melhorar o acabamento da superfície. O conjunto de peças que contém a válvula, a placa de válvulas e outros componentes necessários ao funcionamento das válvulas, é referenciado neste trabalho como sistema de válvulas.

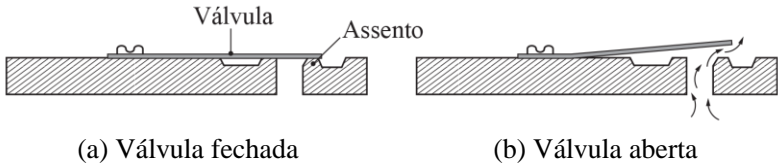


Figura 1.5 - Válvula e assento em corte transversal.

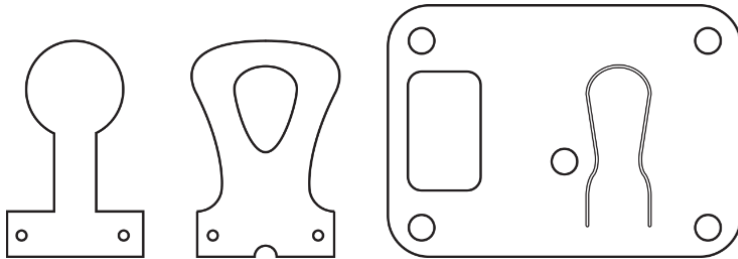


Figura 1.6 - Variedades de válvulas tipo palheta.

Uma válvula com projeto adequado deve abrir rapidamente e permitir vazão elevada de fluido refrigerante com baixo atrito viscoso no escoamento. O fechamento também deve ser rápido para evitar refluxo de fluido refrigerante. Além disso, o projeto da válvula deve proporcionar um volume morto mínimo no cilindro, que é o menor volume de gás na câmara de compressão quando o pistão está no ponto morto superior. Outras características desejáveis para as válvulas incluem baixo custo, resistência à fadiga e vedação eficiente do orifício de passagem do gás quando fechadas.

O impacto do vazamento de válvulas sobre a eficiência do compressor depende da capacidade do compressor, do tamanho dos seus componentes e da presença ou não de óleo lubrificante durante seu funcionamento. De fato, além de lubrificar, o óleo também auxilia na vedação das folgas. Existe uma tendência tecnológica de reduzir o tamanho de compressores em função da maior eficiência dos refrigeradores atuais. No entanto, quanto menor o compressor, menor o volume de fluido refrigerante bombeado por ciclo e, conseqüentemente, mais relevantes são os vazamentos. Portanto, em compressores de baixa capacidade com cilindro de pequeno volume, principalmente aqueles que não utilizam óleo, o impacto do vazamento nas válvulas é importante.

Válvulas de palheta vazam quando estão fechadas e pressionadas contra o assento. O fluido refrigerante escoa pela folga existente entre a válvula e o assento. Essa folga pode ser causada por imperfeições na montagem da válvula sobre o assento, ou nas próprias geometrias da válvula e do assento. As imperfeições geométricas podem ser classificadas em: (i) macrométricas, como a planeza; (ii) ou micrométricas, como a rugosidade. Uma vez que as placas de válvulas são fabricadas por sinterização, defeitos de porosidade no assento de válvula também podem ocorrer e aumentar o vazamento.

A folga entre a válvula e o assento é responsável pelo vazamento e será referida daqui em diante como folga válvula-assento. Os vazamentos nas válvulas estão na ordem de  $10^{-6}$  a  $10^{-5}$  kg/s e o método de medição utilizado para medir os vazamentos é o mesmo método empregado para medir vazões em escoamentos através de microcanais.

## 1.4 OBJETIVOS

Considerando a influência do vazamento em válvulas sobre o desempenho de compressores de refrigeração doméstica, os seguintes objetivos foram definidos para o presente trabalho:

- Desenvolver uma bancada experimental capaz de medir vazamento em diferentes projetos de válvulas tipo palheta de compressores alternativos.
- Propor e aplicar um método numérico-experimental para estimar a folga geométrica entre válvula e assento.
- Realizar uma análise comparativa da capacidade de vedação de três projetos de sistemas de válvulas.



## 2 REVISÃO DA LITERATURA

A preocupação com o vazamento em válvulas de compressor é algo recente. A maioria dos trabalhos negligencia o impacto do vazamento da válvula na eficiência do compressor e considera apenas os vazamentos através da folga pistão-cilindro (Pérez-Segarra *et al.*, 2005). A análise de vazamento em válvulas vem ganhando atenção da indústria com o objetivo de produzir compressores de alta performance. Para desenvolver esses compressores é necessária a investigação profunda das fontes de ineficiência de modo a identificar oportunidades de aprimoramento do equipamento. O vazamento em válvulas é uma fonte de ineficiência ainda pouco explorada na literatura, apesar de influenciar significativamente o desempenho de compressores (Silva *et al.*, 2015).

Este trabalho analisa vazamentos em válvulas de compressores, com medições de vazão em uma bancada e o auxílio de um modelo de simulação. A seguir apresenta-se uma revisão de estudos na literatura relevantes para este trabalho, incluindo investigações de escoamentos com efeitos de rarefação já que a folga válvula-assento possui dimensões micrométricas.

### 2.1 VAZAMENTO EM VÁLVULAS DE COMPRESSOR

O primeiro estudo detalhado sobre vazamento em válvulas de compressor foi realizado por Machu (1990). O autor desenvolveu um modelo matemático para avaliar a influência de vazamento no desempenho do compressor. O modelo foi aplicado a um compressor com cilindro de dupla ação, desprezando o vazamento na folga pistão-cilindro. As simulações foram feitas para dois fluidos distintos: metano e hidrogênio.

A Figura 2.1 apresenta a queda na eficiência volumétrica para os dois gases (metano e hidrogênio) em função da área de vazamento, observando-se que a queda mais brusca ocorre para o hidrogênio. Machu (1990) também observou que o vazamento aumenta a temperatura de descarga do gás, o trabalho específico de compressão e a pressão no cilindro.

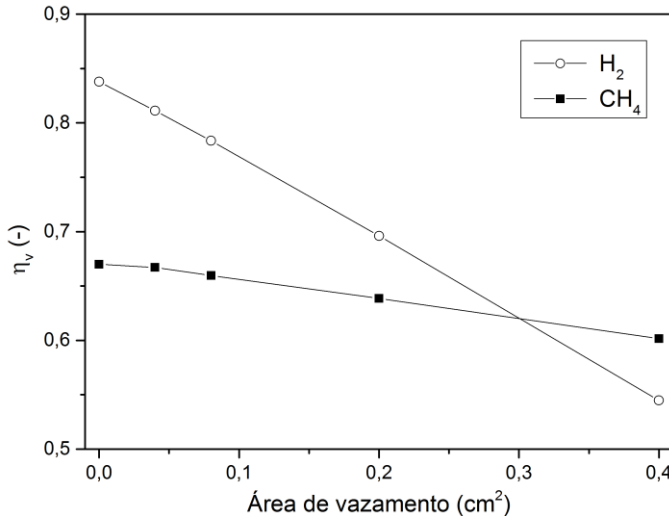


Figura 2.1 - Eficiência volumétrica em função da área de vazamento.

Fonte: Adaptado de Machu (1990).

Vazamentos são mais relevantes em compressores de baixa vazão mássica. Fujiwara *et al.* (1996) propuseram um projeto de microcompressor de deslocamento positivo e avaliaram seu desempenho (Fujiwara e Kazama, 1998). Os componentes principais do compressor são um pistão de 1 mm de diâmetro, um orifício de sucção sem válvula e um orifício de descarga com válvula feita de filme de polietileno (15  $\mu\text{m}$  de espessura). Simulações e experimentos foram usadas para avaliar o desempenho do compressor, utilizando ar como fluido de trabalho. As simulações foram feitas para frequências de operação entre 40 e 100 Hz. Fujiwara e Kazama (1998) observaram em suas simulações que uma folga de 1  $\mu\text{m}$  na válvula pode limitar a pressão máxima de descarga em torno de 50% do valor da pressão que seria obtido sem vazamento na válvula. A adição de óleo na válvula contribuiu para reduzir o vazamento, conforme ilustra a Figura 2.2.

Recentemente, Silva e Deschamps (2015) reportaram resultados de um modelo numérico desenvolvido para prever vazamentos em válvulas, considerando efeitos viscosos, de compressibilidade e de rarefação. O modelo foi aplicado na análise do vazamento das válvulas de um compressor operando com o fluido refrigerante R134a. O sistema de válvulas foi caracterizado pelos diâmetros dos orifícios de sucção e de descarga (5,0 mm) e a espessura da válvula (0,152 mm). Os autores

mostraram que, para uma folga válvula-assento de 1  $\mu\text{m}$ , as eficiências volumétrica e isentrópica podem reduzir 2,7% e 4,4%, respectivamente.

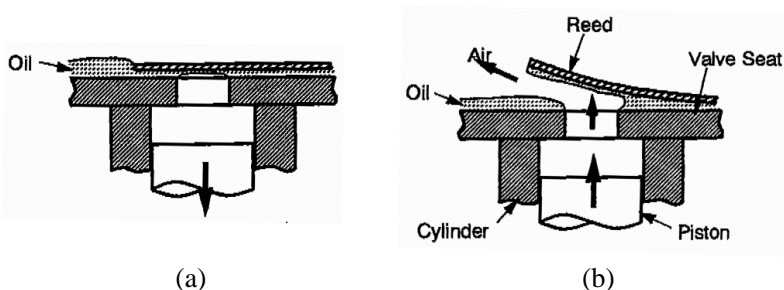


Figura 2.2 - Influência do óleo na vedação da válvula. (a) Válvula fechada. (b) Válvula aberta. Fonte: Fujiwara e Kazama (1998).

Vazamentos em válvulas podem decorrer de falhas causadas durante seu funcionamento. Quando uma válvula quebra, pedaços podem cair na câmara de compressão e danificar o compressor (Namdeo *et al.*, 2008). Em um compressor alternativo, a válvula está sujeita a impactos severos durante sua operação, gerando fadiga no material que pode resultar em falhas e, conseqüentemente, maior vazamento nas válvulas. Existem alguns métodos para auxiliar na prevenção de falhas em válvulas e evitar maiores danos ao compressor.

Um método de prevenção de falhas em válvulas foi estudado por Machu (1996). O autor investigou as alterações de pressão dentro da câmara de compressão para tentar encontrar uma correlação entre essas alterações e anormalidades no funcionamento da válvula. O autor mediu o diagrama p-V (pressão-volume) de um compressor real e comparou com aquele de um compressor ideal. As diferenças entre os diagramas identificaram defeitos no compressor, inclusive falhas em válvulas.

Elhaj *et al.* (2008) desenvolveram um sistema para monitoramento e prevenção de falhas em compressores. Para fazer isso, os autores modelaram o vazamento em válvula de um compressor alternativo de dois estágios e compararam os resultados com dados experimentais. Os vazamentos nas válvulas foram avaliados com pequenos furos, de 0,8 e 1,6 mm nas válvulas do estágio de alta pressão.

Silva e Deschamps (2015) mostraram que o escoamento do fluido refrigerante R134a atinge condições de rarefação na válvula de sucção quando a folga é de 0,25  $\mu\text{m}$ . Portanto, vazamentos em válvulas devem ser modelados com cautela quanto ao regime de escoamento.

## 2.2 RAREFAÇÃO

A folga válvula-assento pode ser compreendida como um microcanal. Ao avaliar escoamentos em dutos de dimensão característica micrométrica, as equações que descrevem o movimento do fluido para meio contínuo podem perder sua validade e necessitar adaptações. Portanto, é imprescindível compreender e avaliar o impacto da rarefação nos vazamentos em válvulas.

O número de Knudsen é um parâmetro importante para avaliar o regime de rarefação de escoamentos. Esse parâmetro relaciona o caminho livre médio entre as moléculas de gás ( $\lambda$ ) e o comprimento característico do canal ( $L$ ):

$$Kn = \lambda/L. \quad (2.1)$$

O caminho livre médio pode ser avaliado através do modelo simplificado de esferas rígidas para um gás em equilíbrio termodinâmico (Bird, 1994):

$$\lambda = (\sqrt{2}\pi d^2 n_g)^{-1}, \quad (2.2)$$

sendo  $d$  o diâmetro da molécula e  $n_g$  a densidade molecular do gás, estimada pelo número de moléculas por unidade de volume. Combinando-se a teoria de transporte de propriedades de esferas rígidas de Chapman-Enskog com a equação (2.2), o caminho livre médio pode ser denotado de modo mais conveniente por:

$$\lambda = \frac{16\mu}{5\rho\sqrt{2\pi RT}}. \quad (2.3)$$

Quanto maior o caminho livre médio  $\lambda$  e/ou menor o comprimento característico  $L$ , maior o efeito da rarefação no escoamento. Portanto, na medida em que o número de Knudsen aumenta, os modelos de escoamento e transferência de calor baseados na teoria do contínuo são incapazes de estimar as propriedades do escoamento com fidelidade. Schaaf e Chambre (1961) classificaram o escoamento em diferentes regimes de acordo com o nível de rarefação descrito pelo número de Knudsen, como ilustra a Figura 2.3. De acordo com essa classificação, as diferentes faixas de valores de Knudsen possuem as seguintes características:

- $Kn \leq 10^{-2} \rightarrow$  O escoamento pode ser descrito pela teoria do contínuo e as equações de Navier-Stokes podem ser usadas sem necessidade de adaptação.
- $10^{-2} < Kn < 10^{-1} \rightarrow$  Refere-se ao regime de escoamento com escorregamento. As equações de Navier-Stokes são válidas, mas deve-se considerar escorregamento parcial do fluido na parede.
- $10^{-1} < Kn < 10^1 \rightarrow$  Caracteriza o regime de transição, em que se utilizam as equações de Brunett ou Woods (Woods, 1993).
- $Kn > 10^1 \rightarrow$  Caracteriza o regime de escoamento molecular livre, em que as colisões das partículas com a parede possuem grande relevância.

O material da parede e a composição do gás determinam a interação gás-parede, que pode ser avaliada pelos coeficientes de acomodação térmico e de quantidade de movimento tangencial. O coeficiente de acomodação de quantidade de movimento tangencial  $\sigma_v$  é um parâmetro que quantifica a redução da quantidade de movimento na direção tangencial das moléculas após colidirem com a parede do canal, sendo expresso pela seguinte equação:

$$\sigma_v = \frac{\tau_i - \tau_r}{\tau_i - \tau_w}, \quad (2.4)$$

em que  $\tau_i$  e  $\tau_r$  são as quantidades de movimento tangenciais das moléculas incidentes e refletidas, respectivamente, e  $\tau_w$  denota a quantidade de movimento tangencial das moléculas refletidas devido ao movimento das paredes ( $\tau_w = 0$  em paredes estáticas). Quando  $\sigma_v = 0$ , a velocidade tangencial das moléculas refletidas pela parede não é modificada e a reflexão é denominada especular. Por outro lado, quando  $\sigma_v = 1$ , as moléculas possuem velocidade tangencial média igual a zero após colidirem com a parede. Os experimentos de Silva *et al.* (2016) obtiveram valores de coeficientes de acomodação de quantidade de movimento tangencial que serão utilizados neste trabalho para validar o modelo numérico de Silva (2012).

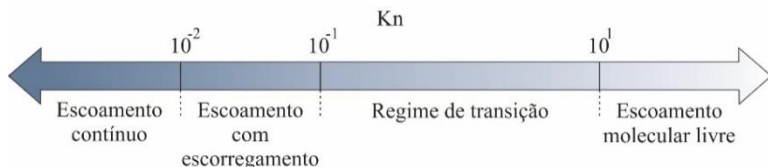


Figura 2.3 - Regimes de escoamento segundo Schaaf e Chambre (1961).

A rarefação de escoamentos é importante para trabalhos experimentais em microcanais. Microcanais com diferentes geometrias (circular, retangular, trapezoidal, etc.) são estudados em regimes de escoamento variando do contínuo até o molecular livre. As medições de vazão mássica nesses experimentos são normalmente feitas por métodos indiretos de medição.

### 2.3 ESCOAMENTO EM MICROCANAIS

Um dos trabalhos mais influentes sobre escoamentos em microcanais foi realizado por Colin *et al.* (2004). Os autores utilizaram o método da gota para medir o escoamento de nitrogênio e hélio através de uma série de dutos retangulares com profundidade variando de 0,5 a 4,5  $\mu\text{m}$ . A vazão mássica volumétrica foi medida com um sensor optoeletrônico capaz de monitorar o deslocamento da gota líquida em duas pipetas calibradas, uma ligada a montante e outra a jusante do microssistema. Foram obtidos valores de vazão mássica na ordem de  $10^{-13}$  kg/s.

Escoamentos de nitrogênio em tubos circulares de diâmetro 25,2  $\mu\text{m}$  e comprimento 2,3 cm foram medidos por Ewart *et al.* (2006), que reportaram vazões mássicas na ordem de  $10^{-12}$  kg/s. Para medir a vazão, foi aplicado o método da gota usando uma pipeta com gota de óleo. O óleo possui baixa pressão de saturação, o que permitiu analisar pressões reduzidas no experimento. O movimento da gota foi monitorado por uma câmera digital. Os autores relataram dificuldades para aplicar o método da gota, sendo algumas delas: (i) a gota de óleo foi difícil de introduzir no tubo calibrado sem perturbar a pressão no sistema; (ii) gotículas podem se formar na pipeta, o que perturba as medições da velocidade da gota e pressão do sistema; (iii) a interface que delimita a gota e o gás não é claramente definida.

Outro trabalho relatando medição de escoamento em microcanal pelo método da gota foi realizado por Celata *et al.* (2007). O escoamento de gás hélio foi medido em microtubos de sílica fundida com diâmetros variando de 30 a 254  $\mu\text{m}$ . O deslocamento da gota responsável pela vazão volumétrica foi acompanhado por uma câmera de alta velocidade, e as vazões mássicas resultantes foram na ordem de  $10^{-8}$  kg/s.

Recentemente, Pitakarnnop *et al.* (2010) combinaram duas técnicas de medição de vazamento: reservatório a volume constante e método da gota. Os autores mediram o escoamento isotérmico de gás através de um microssistema composto de uma série de 45 microcanais

de 1,88  $\mu\text{m}$  de profundidade. Hélio, argônio e mistura desses dois gases foram usados. Duas pipetas mediram o escoamento, uma localizada na entrada e outra na saída do microsistema, em que duas séries de 12 sensores opto-eletrônicos rastream o deslocamento da gota. A vazão volumétrica do microsistema foi deduzida através desse rastreamento. O escoamento foi mantido isotérmico através de um sistema de manutenção da temperatura da bancada experimental. As vazões mássicas através do microsistema variam de  $10^{-13}$  a  $10^{-11}$  kg/s com incertezas relativas de 9,7% a 4,0%.

Usando o método do volume constante, Graur *et al.* (2009) mediram a vazão mássica através de um microcanal de silício, utilizando argônio, nitrogênio e hélio como fluidos de trabalho e controlando a temperatura do experimento. As vazões mássicas medidas ficaram na faixa de  $10^{-13}$  a  $10^{-8}$  kg/s.

Hadj-Nacer *et al.* (2012) também usaram o método do volume constante para avaliar escoamento isotérmico em microtubos. Os autores utilizaram dois microcanais de materiais diferentes, sulfinert e aço inox, com diâmetros de 275 e 239  $\mu\text{m}$ , respectivamente. Os escoamentos medidos estenderam-se do regime contínuo ao regime de transição, onde  $10^{-4} < Kn < 0,3$ . O principal objetivo desse trabalho foi extrair o coeficiente de acomodação de quantidade de movimento tangencial através das medições experimentais para diferentes gases, como: hélio, nitrogênio, argônio e dióxido de carbono.

Recentemente, Anderson *et al.* (2014) mediram o escoamento isotérmico de gás hélio através de microcanais retangulares feitos em silício. O escoamento abrangeu do regime contínuo ao regime molecular livre, com  $3 \times 10^{-3} < Kn < 10^3$ . A bancada experimental foi composta de dois tanques principais, um a montante e outro a jusante do microcanal, ambos equipados com transdutores de pressão e temperatura. As condições de rarefação foram obtidas usando-se duas bombas de vácuo capazes de reduzir a pressão até 10 Pa. Os resultados de vazão mássica foram na ordem de  $10^{-14}$  kg/s com erro máximo de 7,45%

Arkilic *et al.* (2001) utilizaram uma versão modificada do método do volume constante, que emprega dois tanques a montante do microcanal acoplados termicamente. Com esse método, foi possível medir vazões mássicas tão baixas quanto  $7 \times 10^{-15}$  kg/s em um microcanal retangular, utilizando nitrogênio, argônio e dióxido de carbono como fluidos de trabalho. A técnica do volume constante com tanque duplo permitiu diminuir a sensibilidade do experimento à variação instantânea da temperatura ( $dT/dt$ ).

Visando o estudo de sistemas de detecção de vazamento, McCulloh *et al.* (1987) descreveram dois fluxímetros capazes de medir vazões entre  $10^{-6}$  e  $10^{-11}$  mol/s. O primeiro utiliza dois pistões rolantes que se deslocam à medida que há uma vazão mássica, e o segundo emprega um fole metálico movido hidráulicamente que mantém a pressão do reservatório constante. Bergoglio *et al.* (1995) utilizaram o método da pressão constante para fornecer resultados de fluxo de gases inertes (hélio, argônio e nitrogênio) em tubos capilares. Esses vazamentos medidos são responsáveis por calibrar detectores de vazamento aplicados na tecnologia de vácuo.

Mais recentemente, Jousten *et al.* (2002) utilizaram o método da pressão constante para medir vazões de  $4 \times 10^{-13}$  mol/s a  $10^{-6}$  mol/s, com erro relativo variando de 1,45% a 0,14%, respectivamente. Gases inertes, tais como argônio e nitrogênio, foram utilizados nos experimentos.

## 2.4 COMENTÁRIOS FINAIS

Os estudos de vazamento em válvulas evidenciam a importância desse fenômeno no funcionamento de compressores. No entanto, não existem trabalhos com medições de vazamentos em válvulas de compressores. Outra carência nessa área é a caracterização geométrica da folga entre a válvula e o assento. Visando responder essas questões, os vazamentos nas válvulas serão avaliados através de uma bancada experimental baseada no método de volume constante e do emprego de um modelo de simulação para estimar folgas em diferentes sistemas de válvulas.



### 3 BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAIS

Como mencionado anteriormente, escoamentos em microcanais possuem algumas particularidades que os diferenciam de escoamentos convencionais. Por exemplo, em dutos de escala micrométrica as equações da quantidade de movimento e da transferência de calor desenvolvidas para meio contínuo podem necessitar de alterações. Outra característica importante são as pequenas vazões mássicas associadas a escoamentos em microcanais, cuja medição é desafiadora. Medidores de vazão são geralmente de custo elevado e possuem muitas limitações de uso. Como alternativa, empregam-se métodos de medição indireta que são eficientes e mais flexíveis quanto ao fluido de trabalho, além de possuírem custo mais baixo.

Os principais métodos de medição indireta são: método da gota (Colin *et al.* 2004; Ewart *et al.* 2006; Celata *et al.* 2007; Pitakarnnop *et al.* 2010); método da pressão constante (McCulloh *et al.* 1987; Bergoglio *et al.* 1995; Jousten *et al.* 2002; Becker *et al.* 2015); e método do volume constante de tanque simples (Ewart *et al.* 2006; Graur *et al.* 2009; Pitakarnnop *et al.* 2010; Hadj-Nacer *et al.* 2012; Anderson *et al.* 2014) ou tanque duplo (Arkilic *et al.* 2001). As técnicas de medição indireta são descritas no apêndice B.

Cada método de medição indireta possui suas vantagens e desvantagens. O método da gota, por exemplo, permite um controle visual direto do escoamento, porém seu uso é limitado a pressões altas devido à vaporização das gotas. Além disso, sua implementação não é simples devido à dificuldade em se inserir uma gota líquida dentro da pipeta. Outras dificuldades do método da gota estão na definição exata da interface entre gota e gás, além da imprecisão nas medidas do diâmetro interno da pipeta.

O método da pressão constante deve possuir boa vedação em seus instrumentos, principalmente se for utilizado um fole para manter a pressão constante (Jousten *et al.*, 2002). Os instrumentos requeridos pelo método da pressão constante podem ser complexos de operar, dificultando a implementação do método.

O método do volume constante é bem difundido por ser simples e permitir a medição de uma faixa ampla de vazão mássica. Porém, as incertezas de medição podem ser elevadas e a variação instantânea da temperatura  $dT/dt$  ao longo do experimento deve ser bem controlada.

Utilizando-se o método do volume constante com tanque duplo, a influência de  $dT/dt$  no cálculo da vazão mássica é atenuada. Entretanto, o cálculo da vazão por esse método de medição pode induzir incertezas

relativamente elevadas e complexas de determinar, pois existem mais variáveis no cálculo da vazão quando comparado ao método do volume com tanque simples.

O método do volume constante com tanque simples foi escolhido no presente trabalho para medir vazamento em válvulas, devido à facilidade de implementação e possibilidade de medir vazões observadas em válvulas com uma incerteza aceitável.

### 3.1 BANCADA EXPERIMENTAL

#### 3.1.1 Estrutura da bancada

A estrutura principal da bancada experimental é composta pelo reservatório, onde o volume de gás que irá vazar pela válvula do compressor é armazenado. O reservatório é composto pelo tanque (TQ), com volume de  $5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ , somado a outros espaços internos da bancada experimental. Esses outros espaços são constituídos principalmente pelas tubulações (liga de cobre de  $\frac{1}{4}$  de polegada) e pelas câmaras modificadas de descarga (CD) e compressão (CC). A Figura 3.1 apresenta os principais elementos da bancada experimental.

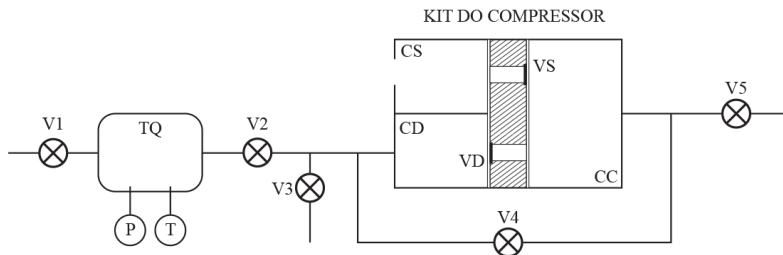


Figura 3.1 - Desenho esquemático da bancada experimental.

As válvulas de controle (VC) são indicadas pelas abreviações V1 a V5. A Figura 3.1 também indica os transdutores de pressão (P), de temperatura (T) e o kit do compressor. O último é a parte principal da bancada, composta por uma montagem de partes originais e modificadas do compressor em análise.

O volume do reservatório deve ser adequado para as condições de vazão mássica e pressão requeridas no reservatório. Se o volume for muito pequeno, o tempo de execução do experimento será muito curto

para a aquisição de dados de pressão de forma adequada. Por outro lado, quanto maior o volume, melhor deve ser o controle para manter a temperatura constante ao longo do teste. Esse controle serve para que efeitos transientes da temperatura sobre o escoamento não afetem a medição do vazamento.

Um cilindro contendo o fluido de trabalho é conectado na bancada experimental pela válvula V1. A quantidade de gás pressurizado no reservatório é controlada por uma válvula reguladora de pressão. O fluido de trabalho utilizado nos experimentos é o nitrogênio, e o maior fator de compressibilidade encontrado durante os testes é  $Z = 0,996$ .

A temperatura da sala é regulada por um condicionador de ar que liga e desliga de acordo com o valor da temperatura ambiente. No entanto, isso não é suficiente para evitar que a temperatura da sala oscile, principalmente em locais onde há uma convecção mais forte do ar refrigerado. Para minimizar essa variação da temperatura da sala na bancada experimental, todos os elementos indicados na Figura 3.1 foram isolados termicamente.

O sistema de válvulas a ser avaliado é montado no kit do compressor. A Figura 3.2 apresenta uma vista explodida dessa montagem, indicando os principais elementos: bloco, juntas de vedação para sucção e descarga, válvulas de sucção e descarga, batente e tampa modificada. Essas partes são fixadas por 4 parafusos apertados com torque de 80 kgf.cm.

No kit do compressor, algumas peças de compressores foram substituídas ou adaptadas para se adequarem à estrutura da bancada e ao procedimento experimental. Mais precisamente, somente o sistema de válvulas permanece inalterado. Como essa montagem está submetida a altas pressões, as peças modificadas foram projetadas para garantir a vedação das regiões pressurizadas, pois, idealmente, o vazamento deveria ocorrer somente na folga válvula-assento.

A tampa modificada foi fabricada de modo a maximizar o contato de sua superfície que toca o lado da descarga da placa de válvulas. Foram fabricadas tampas modificadas adequadas para cada projeto de sistema de válvulas, pois esses podem possuir diferentes formatos e disposições das válvulas na placa. As tampas modificadas foram fabricadas em aço inox com rugosidade máxima de  $1,6 \mu\text{m}$ . As tampas são manipuladas de modo a preservar suas superfícies, para que estas não sejam arranhadas e contribuam com o aumento dos vazamentos indesejáveis.

Alterações importantes foram introduzidas nas juntas de vedação, que originalmente são feitas de papelão hidráulico, um material poroso utilizado em compressores que empregam óleo lubrificante. Quando

imerso no óleo, essas juntas podem possuir uma boa vedação. Porém, como a bancada experimental usada neste estudo avalia o vazamento na ausência de óleo, foi necessário modificar essas juntas. Nesse sentido, as juntas foram tratadas com silicone para ficarem impermeáveis e se ajustarem à rugosidade das superfícies vedadas, reduzindo os vazamentos indesejáveis.

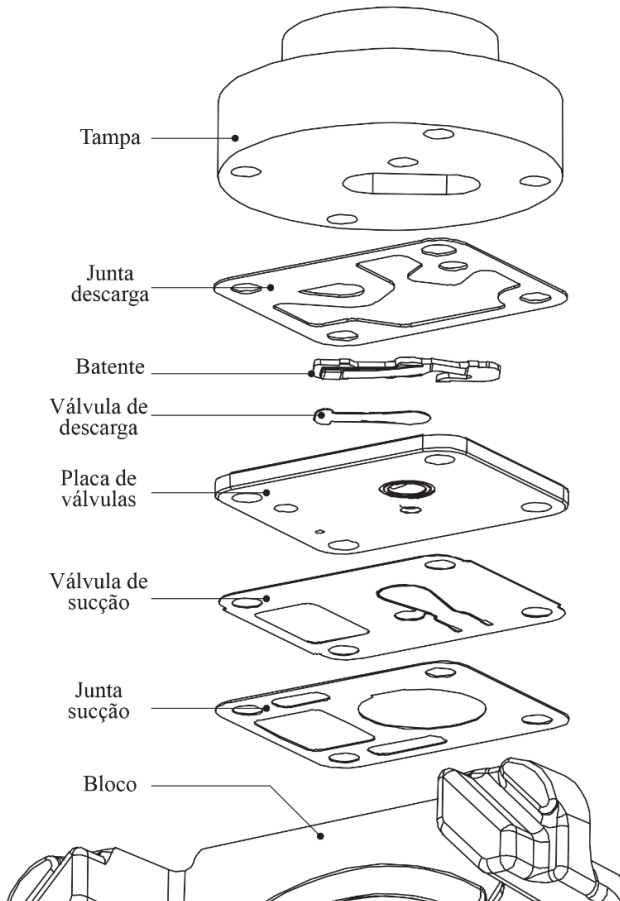


Figura 3.2 - Vista explodida dos elementos do kit do compressor.

Algumas partes do kit do compressor tiveram que ser vedadas com cola estrutural, como é o caso da folga entre as paredes do cilindro e do pistão. A Figura 3.3 mostra uma vista em corte do kit do compressor montado com seus principais elementos, identificando as câmaras de compressão, sucção e descarga após a modificação das peças, conforme numeração explicada na Tabela 3.1. A Figura 3.3 também indica os canais que conectam as câmaras de sucção, descarga e compressão ao reservatório ou à pressão atmosférica.

O canal da descarga está conectado diretamente ao reservatório, enquanto que o canal de sucção está sempre aberto para a atmosfera. Por outro lado, o canal do cilindro pode estar conectado ao reservatório ou aberto à atmosfera, dependendo da posição (aberta/fechada) das válvulas de controle.

A folga válvula-assento é a seção de teste por onde ocorre o vazamento. Em nível macroscópico, observa-se que a superfície da válvula toca o assento, porém, em nível microscópico, existem microcanais formados pela combinação da rugosidade das superfícies tocantes, conforme representação da Figura 3.4.

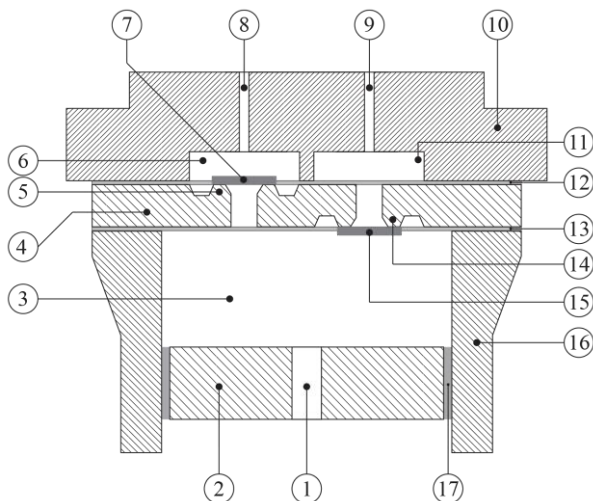


Figura 3.3 - Principais partes do kit modificado do compressor usado na bancada experimental.

Tabela 3.1 - Itens presentes no kit do compressor.

#	Nome	#	Nome
1	Canal do cilindro	10	Tampa modificada
2	Pistão modificado	11	Câmara de sucção
3	Câmara de compressão	12	Junta da descarga
4	Placa de válvulas	13	Junta da sucção
5	Assento de descarga	14	Assento de sucção
6	Câmara de descarga	15	Válvula de sucção
7	Válvula de descarga	16	Bloco do compressor
8	Canal da descarga	17	Cola estrutural
9	Canal de sucção		

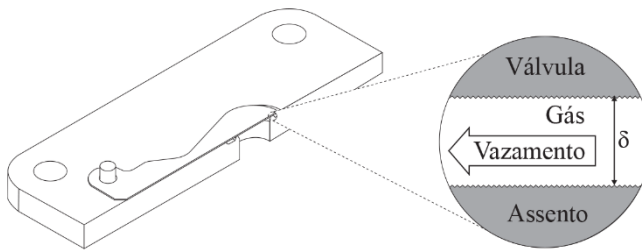


Figura 3.4 - Seção de teste.

### 3.1.2 Instrumentação

A bancada possui dois transdutores que medem pressão e temperatura do gás dentro do reservatório. Os dados de medição foram adquiridos com equipamentos da *National Instruments*, através do chassi SCXI 1000 conectado à placa de aquisição NI PCI 6251 em um computador desktop.

O transdutor de pressão p30 da WIKA alimentado por uma fonte de 12 V CC possui faixa de medição de 0 a 1,6 MPa (pressão absoluta) e incerteza igual a 0,1% da faixa de medição. A pressão do gás exerce uma carga no diafragma do transdutor, que é proporcional a uma corrente que varia de 4 a 20 mA. Essa corrente passa por um resistor de  $249,00 \pm 0,25 \Omega$  onde a tensão é lida pelo bloco terminal SCXI 1303. O sinal de tensão é convertido no valor da pressão absoluta dentro do reservatório pela equação:

$$p = (4,016V_{NI} - 4) + p_{atm} \quad , \quad (3.1)$$

em que  $p$  é a pressão absoluta medida no reservatório,  $V_{NI}$  é a tensão medida no bloco terminal da *National Instruments* e  $p_{atm}$  é a pressão atmosférica.

O transdutor de pressão e o termopar estão conectados ao bloco terminal SCXI 1303 de 32 canais com filtro passa baixa de 2 Hz de frequência de corte, e esse bloco terminal está ligado ao módulo SCXI 1102. A taxa de aquisição da pressão e da temperatura é de 100 amostras por segundo. Porém, uma média de 50 amostras é realizada para então armazenar um valor de medição, logo, armazenam-se 2 pontos por segundo, cada um sendo a média de 50 amostras. As incertezas de calibração dos equipamentos serão descritas em maior detalhe na seção 3.4.

Por fim, uma rotina usando a biblioteca *LabVIEW* foi implementada em um computador para armazenar as medições e controlar remotamente as válvulas solenoides da bancada. Essas válvulas são acionadas através de um circuito de relés controlado pelo módulo SCXI 1160, o qual está conectado ao bloco terminal SCXI 1324. As válvulas solenoides são normalmente fechadas e alimentadas por uma fonte de 51 V CC.

### 3.2 MÉTODO DO VOLUME CONSTANTE

Os valores de vazamento em válvulas são na ordem de  $10^{-5}$  a  $10^{-6}$  kg/s, e, como mencionado anteriormente, vazões mássicas dessa magnitude são difíceis de serem medidas diretamente. Neste trabalho, os vazamentos em válvulas são medidos de forma indireta através do método do volume constante, devido à sua simplicidade (Ewart *et al.*, 2006; Graur *et al.*, 2009; Pitakarnnop *et al.*, 2010; Hadj-Nacer *et al.*, 2012; Anderson *et al.*, 2014). O uso desse método com reservatório duplo não é necessário, pois a variação instantânea da temperatura ( $dT_r/dt$ ) não influencia de forma significativa a incerteza de medição do vazamento na válvula.

O método consiste em monitorar a pressão e a temperatura do gás durante o experimento enquanto o fluido escoar pela folga entre válvula e assento. A massa instantânea de gás ( $m_r$ ) dentro do reservatório pode ser calculada pela equação de estado para gás ideal:

$$m_r = \frac{p_r V_r}{RT_r}, \quad (3.2)$$

em que  $p_r$ ,  $T_r$ ,  $V_r$  e  $R$  são a pressão, a temperatura, o volume do gás dentro do reservatório e a constante do gás, respectivamente.

Derivando-se a equação (3.2) em relação ao tempo, obtém-se a vazão mássica de gás que sai do reservatório em um processo quase-estático, ou seja:

$$\frac{dm_r}{dt} = -\frac{V_r}{RT_r} \frac{dp_r}{dt} + \frac{p_r V_r}{RT_r^2} \frac{dT_r}{dt}. \quad (3.3)$$

Como mostram os dois termos do lado direito da equação (3.3), a vazão mássica é função das taxas de variação da pressão,  $dp_r/dt$ , e da temperatura  $dT_r/dt$ . A importância do segundo termo do lado direito em relação ao primeiro termo é avaliada pelo erro devido ao desvio térmico:

$$\varepsilon = \left( p_r \frac{dT_r}{dt} \right) / \left( T_r \frac{dp_r}{dt} \right). \quad (3.4)$$

Substituindo a equação (3.4) na equação (3.3), obtém-se:

$$\frac{dm_r}{dt} = -\frac{V_r}{RT_r} \frac{dp_r}{dt} (1 - \varepsilon). \quad (3.5)$$

Se  $\varepsilon = 0$ , pode-se simplificar a equação da vazão mássica, resultando em

$$\frac{dm_r}{dt} = -\frac{V_r}{RT_r} \frac{dp_r}{dt}. \quad (3.6)$$

Deste ponto em diante no texto, a vazão mássica  $dm_r/dt$  será denotada por  $\dot{m}$ .

### 3.3 LIMPEZA E ARMAZENAGEM

Os sistemas de válvulas são feitos de componentes metálicos sujeitos à oxidação, devendo-se garantir que os mesmos não se deteriorem. A presença de oxidação e defeitos nas superfícies causados pelo manuseio inadequado podem alterar a folga válvula-assento. Pelo



mesmo motivo, deve-se garantir que as superfícies dos componentes estejam limpas. Portanto, o armazenamento, o manuseio e a limpeza adequados dos materiais são essenciais para a obtenção de resultados confiáveis.

Vestígios de óleo e impurezas foram removidos do sistema de válvulas através de um banho ultrassônico de frequência 40 kHz e potência ultrassônica 135 W aplicado em duas etapas. Primeiramente, o banho é feito com removedor de óleo por 30 min. Em seguida, o removedor de óleo é limpado com acetona e então é feito um banho ultrassônico de mais 30 min com acetona. As peças foram manipuladas com luvas de borracha durante todo o processo.

Após o processo de limpeza, as peças foram armazenadas de modo a evitar contaminação por sujeira e oxidação. Com esse objetivo, as peças foram embrulhadas em papel VCI, o qual possui moléculas inibidoras de mecanismos eletroquímicos que desencadeiam a oxidação. Além disso, as peças foram armazenadas dentro de um dessecador com sílica gel, a qual é capaz de remover a umidade interna do dessecador. Para diminuir a quantidade de oxigênio dentro do dessecador e inibir o processo de corrosão, utilizou-se uma bomba de vácuo capaz de reduzir a pressão interna do recipiente para 500 Pa.

### 3.4 CALIBRAÇÃO

O termopar é calibrado indiretamente por um sistema de medição-padrão com certificado de calibração. A temperatura é gerada e mantida por um banho térmico dentro da faixa de 20,0 a 25,5 °C, em que o intervalo entre cada temperatura calibrada é de 0,5 °C. Para cada valor de temperatura calibrado, o banho térmico é mantido por um período de estabilização de 20 min na temperatura de calibração antes de coletar os valores. Para cada valor de temperatura calibrado, são coletadas 5 medidas com intervalos de 5 min entre cada.

A incerteza-padrão da correção da temperatura  $u(T_C)$  é calculada para cada ponto calibrado por:

$$u^2(T_C) = \sigma^2(\bar{A}) + \sigma^2(\bar{B}) + u^2(R_A) + u^2(R_B) + u^2(C_A) , \quad (3.7)$$

em que  $\sigma(\bar{A})$  e  $\sigma(\bar{B})$  são os desvios-padrão da média das temperaturas do sistema de medição-padrão e do termopar, respectivamente.  $u(R_A)$  e  $u(R_B)$  são as incertezas-padrão devido à resolução e  $u(C_A)$  é a incerteza-

padrão da correção indicada no certificado de calibração do sistema de medição-padrão. A incerteza-padrão máxima da correção é 0,07 °C.

O transdutor de pressão também foi calibrado indiretamente, utilizando-se uma máquina de peso morto. Pressões conhecidas são aplicadas na máquina através de pesos-padrão, o transdutor de pressão mede esses valores conhecidos e o sinal de saída (tensão) é aferido. Após medir a tensão de saída do transdutor de pressão em toda sua faixa de medição, a reta de calibração é ajustada aos dados da pressão aplicados na máquina em função da tensão de saída do transdutor. A incerteza do processo de calibração do transdutor de pressão é menor que 0,1% e foi desprezada no cálculo da incerteza de medição.

### 3.5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Como mencionado na seção 3.2, a pressão e a temperatura dentro do reservatório devem ser monitoradas ao longo do experimento para o cálculo do vazamento. Neste trabalho, o reservatório é pressurizado por um cilindro contendo gás nitrogênio conectado à válvula V1 mostrada na Figura 3.1, com a pressão sendo ajustada pela válvula reguladora de pressão do cilindro do gás.

A faixa de pressão aplicada ao reservatório é definida de acordo com as pressões atuantes em compressores de refrigeração doméstica. Portanto, uma pressão máxima  $p_{m\acute{a}x}$  no reservatório é estabelecida para que o gás vaze pela válvula até atingir uma pressão mínima  $p_{m\acute{i}n}$ . Um teste se estende ao longo do período necessário para o esvaziamento do reservatório de  $p_{m\acute{a}x}$  a  $p_{m\acute{i}n}$ . Como descrito na seção 3.1, a pressão a jusante da seção de teste é a atmosférica.

O sistema de válvulas é montado no kit do compressor, onde estão as válvulas de sucção (VS) e descarga (VD), como ilustrado na Figura 3.1. A bancada experimental foi montada de maneira tal que é possível medir o vazamento em apenas uma válvula por teste. A válvula a ser testada (VS ou VD) é definida pela configuração de abertura e fechamento das válvulas de controle (V1 a V5). A configuração que mede o vazamento na válvula de sucção (VS) é denominada configuração de sucção, enquanto que a configuração de descarga é selecionada para medir o vazamento na válvula de descarga (VD). A Tabela 3.2 indica a posição das válvulas de controle para cada configuração de teste. Pode-se observar que os ajustes são necessários apenas em V4 e V5 para alterar a configuração de teste.

Os testes são classificados em dois tipos: vazamento total e vazamento secundário. O primeiro mede a vazão mássica através da folga válvula-assento ( $\dot{m}_v$ ) e devido a vazamentos indesejáveis na bancada experimental ( $\dot{m}_s$ ), denominados vazamentos secundários. De fato, o kit do compressor é uma montagem de peças de compressor e peças adaptadas para mitigar vazamentos indesejáveis. Entretanto, mesmo com esses cuidados, o kit é a parte da bancada mais sujeita a vazamentos, os quais ocorrem principalmente na junta de sucção e descarga, conforme ilustrado na Figura 3.5.

Tabela 3.2 - Configuração das válvulas de controle.

VC	Conf. Sucção	Conf. Descarga	VC	Conf. Sucção	Conf. Descarga
V1	Fechada	Fechada	V4	Aberta	Fechada
V2	Aberta	Aberta	V5	Fechada	Aberta
V3	Fechada	Fechada			

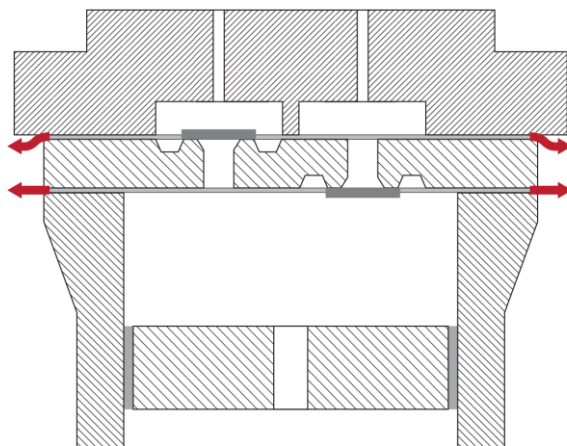


Figura 3.5 - Caminhos prováveis do vazamento no kit do compressor.

Para medir os vazamentos secundários, é necessário fazer um teste que exclua os vazamentos nas válvulas. Isso é possível utilizando-se uma placa de válvulas em que as válvulas são removidas e os orifícios de sucção e descarga vedados com cola estrutural, como representado na

Figura 3.6. Para confirmar que a maior parte dos vazamentos secundários ocorre no kit do compressor, os vazamentos indesejáveis foram avaliados na bancada com e sem o kit do compressor.

Os experimentos de vazamento total são feitos em amostras novas de válvulas, que após saírem da linha de fabricação, nunca foram usadas em um compressor. Portanto, as superfícies da válvula e do assento nunca se tocaram antes de serem montadas na bancada.

Como será demonstrado na seção 5.2.4, há um efeito de acomodação das válvulas à medida que elas são pressionadas contra o assento de válvula. Portanto, em cada teste consecutivo de vazamento, a válvula tende a se acomodar mais no assento, resultando em maior vedação e, assim, menor vazamento. Esse processo de acomodação da válvula no assento é denominado amaciamento. Para se medirem vazamentos mais próximos dos valores que seriam encontrados em válvulas completamente acomodadas no assento, fez-se o procedimento de aceleração do amaciamento. Esse procedimento consiste em pressurizar a bancada até a pressão máxima e, em seguida, despressurizá-la, com dez repetições. Após esse procedimento, mediu-se o vazamento na válvula fazendo testes seguidos para observar a dispersão dos resultados.

O vazamento na válvula ( $\dot{m}_v$ ) é obtido através da subtração do vazamento secundário ( $\dot{m}_s$ ) do vazamento total ( $\dot{m}_t$ ) medido em cada teste, ou seja:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_t - \dot{m}_s \quad . \quad (3.8)$$

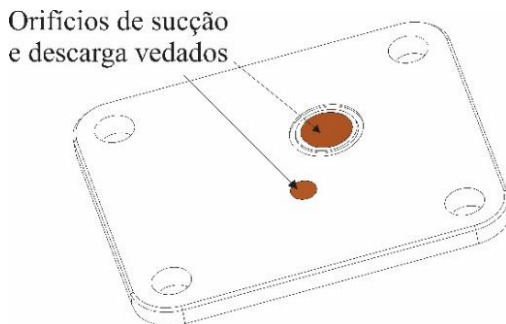


Figura 3.6 - Placa de válvulas com orifícios vedados.

## 4 MODELAGEM NUMÉRICA

Uma estimativa, ou medida indireta, da folga entre válvula e assento foi obtida com o auxílio do modelo numérico desenvolvido por Silva (2012) para prever o vazamento na folga válvula-assento. Este capítulo descreve esse modelo numérico (seção 4.1) e a sua validação realizada neste trabalho (seção 4.2) a partir de dados experimentais de escoamento em microtubos (Silva *et al.*, 2016).

### 4.1 MODELO NUMÉRICO

O modelo numérico de Silva (2012) prevê o vazamento em válvulas do tipo palheta, assumindo escoamento laminar de gás ideal em regime permanente. As propriedades do escoamento ao longo do canal variam devido ao atrito viscoso e à variação de área da seção transversal. As válvulas do tipo palheta possuem pequena espessura, e, quando fechadas, estão sujeitas às deformações causadas pelo carregamento da diferença de pressão entre as câmaras do compressor. Esse efeito é modelado segundo a teoria das placas finas, considerando o material homogêneo, elástico linear e isotrópico.

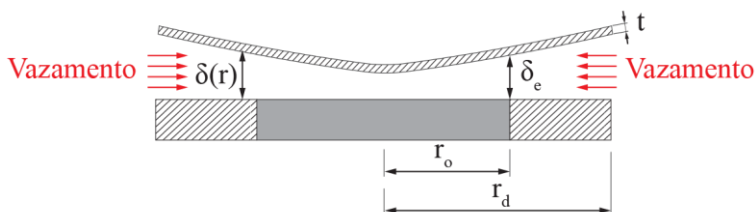


Figura 4.1 - Geometria utilizada no modelo numérico.

Uma vista em corte da válvula e do assento é apresentada na Figura 4.1, com a indicação das principais dimensões geométricas que caracterizam a folga válvula-assento. A válvula sobre o assento é modelada como um disco de espessura  $t$  e raio externo  $r_d$ . O orifício no assento possui raio interno  $r_o$ .

A altura entre a válvula e o assento é representada pela folga  $\delta$ , que aumenta no sentido que  $r$  cresce. Quando  $r = r_o$  a folga é mínima, e denominada de folga de quina  $\delta_e$ , cujo valor é um parâmetro de entrada no modelo numérico. A dimensão da folga em função do raio pode ser calculada como sendo a folga de quina somada à deflexão da válvula:

$$\delta(r) = \delta_e + \frac{\Delta p r_o^3 (r_d - r_o)(1 - X)}{8D(1 - \nu)} , \quad (4.1)$$

em que  $\Delta p$  é a diferença de pressão exercida sobre a válvula,  $\nu$  é o coeficiente de Poisson,  $D$  é a constante de rigidez à flexão da placa, calculada por

$$D = \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)} , \quad (4.2)$$

sendo  $E$  o módulo de elasticidade do material da válvula e  $X$  a coordenada adimensional em função do raio

$$X = \frac{r_d - r}{r_d - r_o} . \quad (4.3)$$

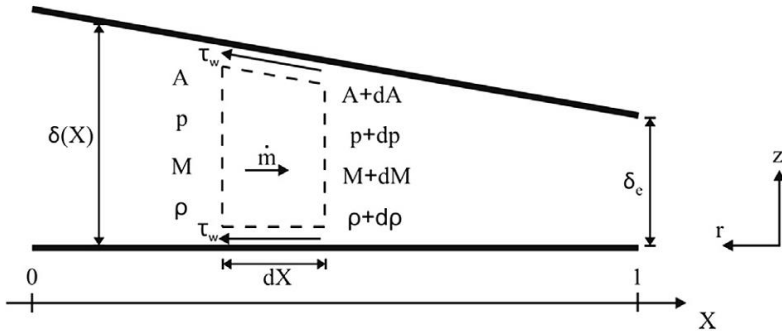


Figura 4.2 - Volume de controle infinitesimal.

O domínio de solução do escoamento é a região entre válvula e assento ao longo do comprimento entre  $r_d$  e  $r_o$ . O volume infinitesimal da Figura 4.2 é utilizado para obter as equações que representam a variação das propriedades do escoamento ao longo do canal:

$$\frac{dM}{dX} = (r_d - r_o)M \frac{1 + \frac{(\gamma - 1)}{2}M^2}{1 - M^2} \left[ \gamma M^2 \frac{2C_f}{D_h} - 1 \frac{1}{(r_d - r_o)A(X)} \frac{dA(X)}{dX} \right] \quad (4.4a)$$

$$\frac{dp}{dX} = (r_d - r_o) \frac{\gamma p M^2}{1 - M^2} \left[ -(1 + M^2(\gamma - 1)) \frac{2C_f}{D_h} + \frac{1}{(r_d - r_o)A(X)} \frac{dA(X)}{dX} \right] \quad (4.4b)$$

$$\frac{d\rho}{dX} = (r_d - r_o) \frac{\rho M^2}{1 - M^2} \left[ -\gamma \frac{2C_f}{D_h} + \frac{1}{(r_d - r_o)A(X)} \frac{dA(X)}{dX} \right] \quad (4.4c)$$

As variações das propriedades devido ao atrito viscoso e à mudança de área são avaliadas pelo primeiro e segundo termo entre colchetes das equações (4.4), respectivamente. A área de qualquer seção transversal ao longo da folga válvula-assento é calculada por:

$$A = 2\pi r \delta . \quad (4.5)$$

Dependendo das condições de operação do compressor e do valor de  $\delta$ , o escoamento na folga pode ser rarefeito, requerendo correções nessas equações para incluir efeitos da rarefação. Em caso de escoamento com escorregamento ( $10^{-2} < Kn < 10^{-1}$ ), o fator de atrito de Fanning é corrigido com o emprego da seguinte equação:

$$C_f = \left( \frac{24}{Re} \right) \left( \frac{1}{1 + 12[(2 - \sigma_v)/\sigma_v]Kn} \right) . \quad (4.6)$$

O número de Reynolds ( $Re$ ) nessa equação é calculado por:

$$Re = \frac{\rho D_H V}{\mu} , \quad (4.7)$$

sendo  $D_H$  o diâmetro hidráulico do canal,  $V$  a velocidade média local do fluido,  $\rho$  a densidade e  $\mu$  a viscosidade do fluido.

Após obter as propriedades do escoamento, o vazamento na válvula é calculado por:

$$\dot{m} = \rho V A . \quad (4.8)$$

O método de Runge-Kutta de quarta ordem é utilizado para solucionar as equações (4.4), onde uma estimativa do número de Mach a montante do canal ( $M_e$ ) é utilizada como valor inicial. Nota-se que as equações (4.4) apresentam problema de singularidade quando  $M = 1$ . Para contornar essa situação, elas são reescritas para a solução numérica de acordo com a condição do escoamento a jusante do canal, que pode ser bloqueado ou subsônico. As equações são escritas em função de  $M$  para escoamento bloqueado, e em função de  $p$  para escoamento subsônico.

O procedimento de solução inicia com o cálculo da deflexão na válvula e, conhecidas as condições de contorno, segue para o processo iterativo no domínio de Mach. Uma estimativa inicial  $M_e$  é utilizada para resolver as equações (4.4) em função de Mach e avaliar o comprimento do canal  $X$  necessário para que o escoamento na saída esteja bloqueado ( $M = 1$ ). Esse procedimento é repetido até que  $M_e$  estimado resulte na condição de bloqueio em  $X = 1$ , que define o fim do processo iterativo no domínio de Mach.

Após essa etapa, a pressão crítica na saída do canal  $p^*$  é comparada com a contrapressão  $p_b$ . Caso  $p^* \geq p_b$ , o escoamento é bloqueado e a vazão mássica é calculada pela equação (4.8). Caso contrário, o escoamento na saída do canal é subsônico e o procedimento iterativo deve prosseguir para as equações (4.4) no domínio da pressão. De maneira similar ao processo iterativo descrito anteriormente,  $M_e$  é ajustado até que  $p = p_b$  na saída do microcanal, finalizando o processo iterativo e calculando a vazão mássica com a equação (4.8).

O modelo numérico fornece informações importantes sobre a influência de parâmetros geométricos do sistema de válvulas sobre o vazamento. Por exemplo, Silva (2012) mostrou que a flexão na válvula aumenta significativamente o vazamento.

## 4.2 VALIDAÇÃO DO MODELO

O modelo numérico foi validado neste trabalho através da comparação entre suas previsões e dados experimentais de Silva *et al.* (2016) para vazões do escoamento de gás em microtubo. A bancada experimental desenvolvida por Silva *et al.* (2016) fornece vazões em microcanais para  $5,15 \times 10^{-3} < Kn < 6,03$ . A bancada experimental (Figura 4.3) consiste em dois reservatórios, com pressão e temperatura monitoradas, conectados por um microtubo de aço inox com  $438,6 \pm 4,5$   $\mu\text{m}$  de diâmetro constante ao longo do comprimento de  $9,22 \pm 0,01$  mm. As seções de entrada e saída do microtubo estão representadas na Figura



4.4. O escoamento é induzido pela diferença de pressão aplicada entre reservatório de entrada (RE) e saída (RS). Um tanque de gás fornece o fluido de trabalho aos reservatórios enquanto uma bomba de vácuo reduz a pressão do sistema. As pressões em RE e RS são ajustadas para obter testes com escoamento na condição de meio contínuo até a condição de escoamento rarefeito.

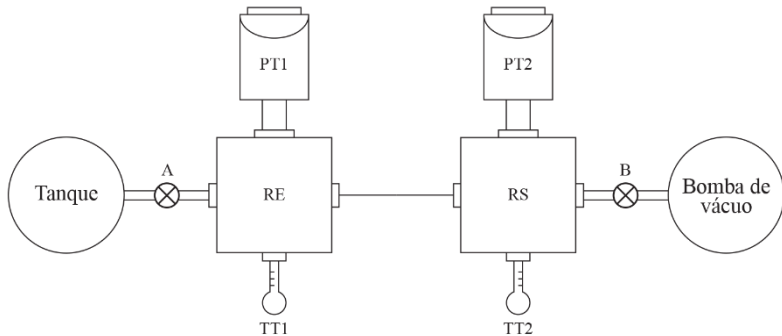


Figura 4.3 - Bancada experimental. Fonte: Silva *et al.* (2016).

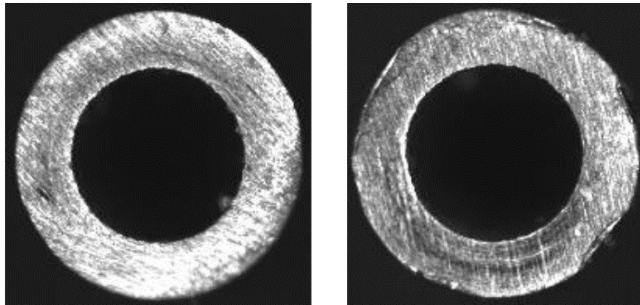


Figura 4.4 - Entrada e saída do microtubo. Fonte: Silva *et al.* (2016).

O modelo de Silva (2012) foi desenvolvido para avaliar o vazamento na folga válvula-assento. Portanto, algumas equações foram alteradas para o modelo ser aplicado a um duto circular com área da seção transversal constante. Assim, os termos correspondentes à variação de área nas equações (4.4) foram excluídos, uma vez que as propriedades do escoamento variam ao longo do duto somente devido ao efeito do atrito viscoso. O fator de atrito de Fanning também é modificado para a geometria de duto de seção circular, ou seja:

$$C_f = \left( \frac{16}{Re} \right) \left( \frac{1}{1 + 8[(2 - \sigma_v)/\sigma_v]Kn} \right), \quad (4.9)$$

Na equação anterior, o coeficiente de acomodação da quantidade de movimento tangencial ( $\sigma_v$ ) é obtido de Silva *et al.* (2016). A equação (4.9) deve ser utilizada somente para  $Kn < 10^{-1}$ , ou seja, da condição de meio contínuo até a condição de rarefação com escorregamento do fluido na parede. Além da equação (2.1), o número de Knudsen também pode ser avaliado pela seguinte expressão:

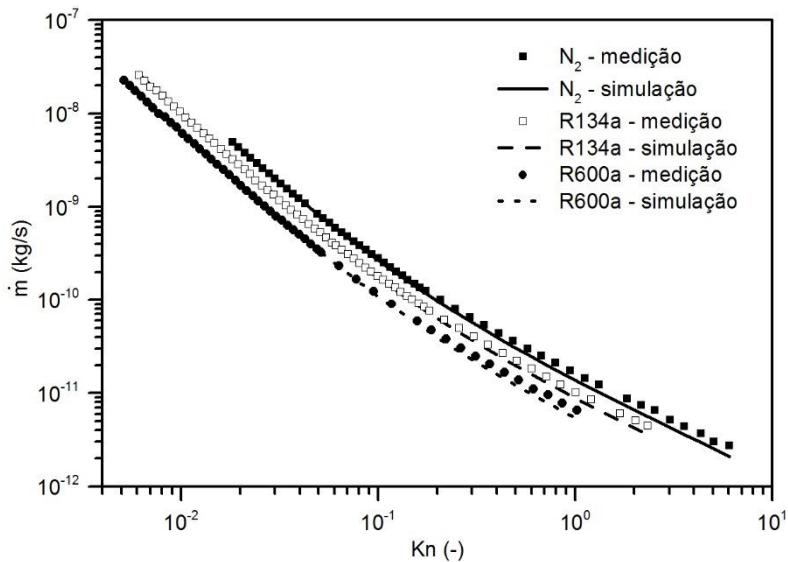
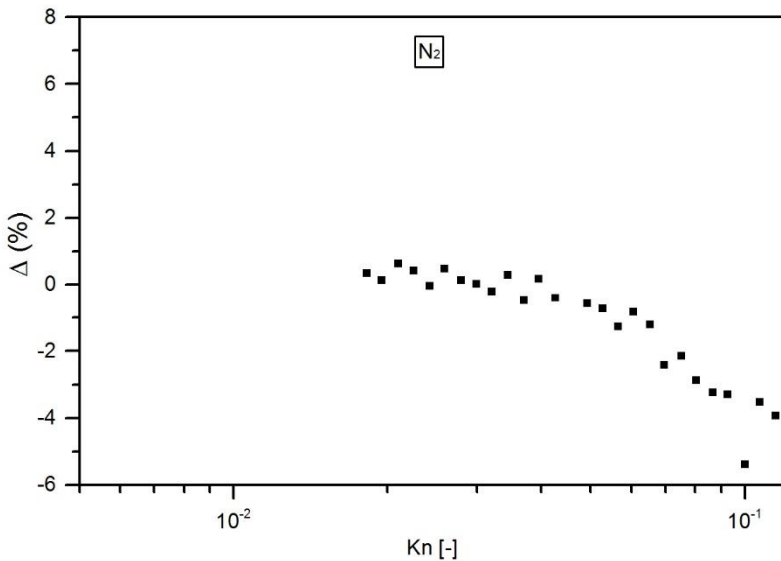
$$Kn = \frac{16}{5} \sqrt{\frac{\gamma}{2\pi}} \frac{M}{Re}, \quad (4.10)$$

As vazões mássicas medidas,  $\dot{m}_{med}$ , e previstas,  $\dot{m}_{sim}$ , são comparadas para três gases diferentes: nitrogênio, R134a e R600a. A razão entre as pressões aplicadas aos dois reservatórios (RE e RS) nos experimentos é  $\Pi=3$ , e a incerteza das vazões mássicas medidas é 3%.

A Figura 4.5 indica os valores de vazão mássica, medidos por Silva *et al.* (2016) e simulados neste trabalho em função de  $Kn$ . A fim de facilitar a comparação, as Figuras 4.6 a 4.8 apresentam a diferença relativa  $\Delta$  entre os valores de vazão mássica medidos e simulados para os três gases em função de  $Kn$ :

$$\Delta = \frac{\dot{m}_{sim} - \dot{m}_{med}}{\dot{m}_{med}}. \quad (4.11)$$

Percebe-se que a diferença máxima entre as medições e as previsões é de aproximadamente 8% e ocorre para o R600a. Nota-se também que a diferença relativa aumenta com o número de Knudsen, pois a equação (4.9) perde a sua validade à medida que os efeitos de rarefação se tornam mais fortes.

Figura 4.5 - Vazão mássica experimental e numérica em função de  $Kn$ .Figura 4.6 - Diferença entre meioção e previsão de vazão mássica de  $N_2$  em microtubo.

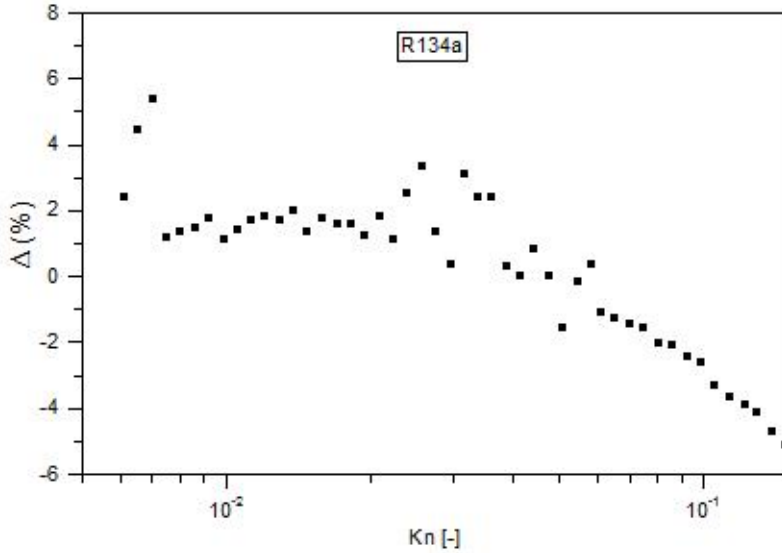


Figura 4.7 - Diferença entre medição e previsão de vazão mássica de R134a em microtubo.

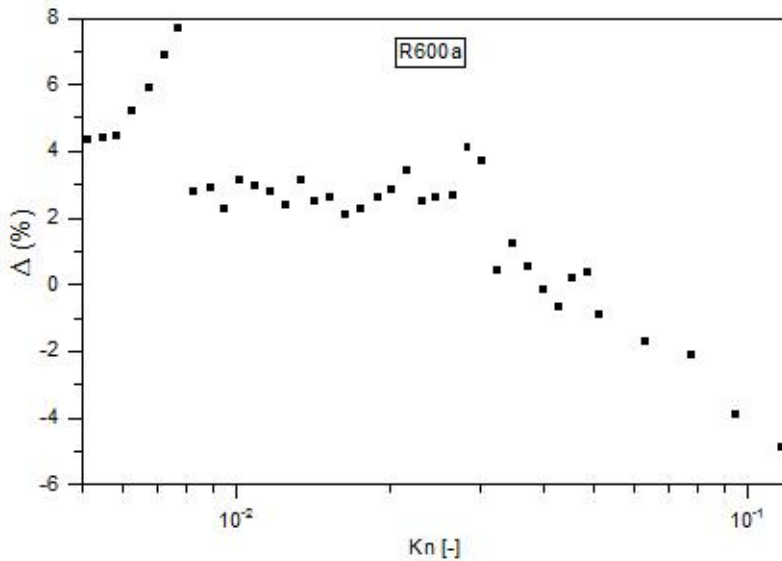


Figura 4.8 - Diferença entre medição e previsão de vazão mássica de R600a em microtubo.

## 5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta medições de vazamentos em válvulas de compressores em conjunto com estimativas da folga entre válvula e assento obtidas com o auxílio do modelo numérico. Inicialmente, a seção 5.1 apresenta detalhes geométricos das três válvulas testadas. Em seguida, a seção 5.2 detalha a determinação das incertezas de medição. A seção 5.3 apresenta as medições de vazamento para três geometrias de válvulas, enquanto a seção 5.4 fornece estimativas de folgas entre válvula e assento. Posteriormente, avalia-se a influência do tipo de fluido e da deflexão da válvula sobre o vazamento (seção 5.5). Por fim, números de Reynolds, Mach e Knudsen são fornecidos na entrada e na saída da folga válvula-assento a fim de caracterizar o regime de escoamento (seção 5.6).

### 5.1 DADOS GEOMÉTRICOS DAS VÁLVULAS

No presente estudo, adotaram-se duas geometrias de válvulas de descarga (D1 e D2) e uma geometria de válvula de sucção (S1). As três válvulas possuem geometria circular, conforme mostra a Figura 4.1, com raio interno do assento ( $r_o$ ), raio externo do assento ( $r_d$ ), espessura da válvula ( $t$ ) e relação entre raios ( $r_d/r_o$ ) apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Medidas geométricas das válvulas.

Design	$r_o$ (mm)	$r_d$ (mm)	$t$ (mm)	$r_d/r_o$ (-)
S1	3,40	3,95	0,16	1,16
D1	2,25	3,05	0,16	1,36
D2	3,25	3,95	0,16	1,22

## 5.2 DETERMINAÇÃO DA INCERTEZA EXPERIMENTAL

Esta seção apresenta a obtenção das incertezas de medição do vazamento, considerando a influência das medidas de pressão, temperatura, volume do reservatório e repetibilidade dos experimentos.

### 5.2.1 Efeito da medição de pressão

A pressão do gás no reservatório decresce à medida que o fluido vaza pela válvula durante o experimento. As Figuras 5.1 e 5.2 indicam a pressão no reservatório ao longo do tempo para testes de vazamento total em três válvulas (S1, D1 e D2) e secundário para as três válvulas vedadas (S1SL, D1SL, D2SL). Como mencionado na seção 3.5, todos os testes iniciam com o gás na pressão máxima  $p_{max}$  e finalizam quando a pressão mínima  $p_{min}$  é alcançada. As pressões máximas e mínimas são iguais para todos os testes de vazamento reportados neste trabalho. Monitorar a queda da pressão é importante, pois a taxa de variação de pressão  $dp_r/dt$  é utilizada na equação (3.6) de cálculo da vazão mássica.

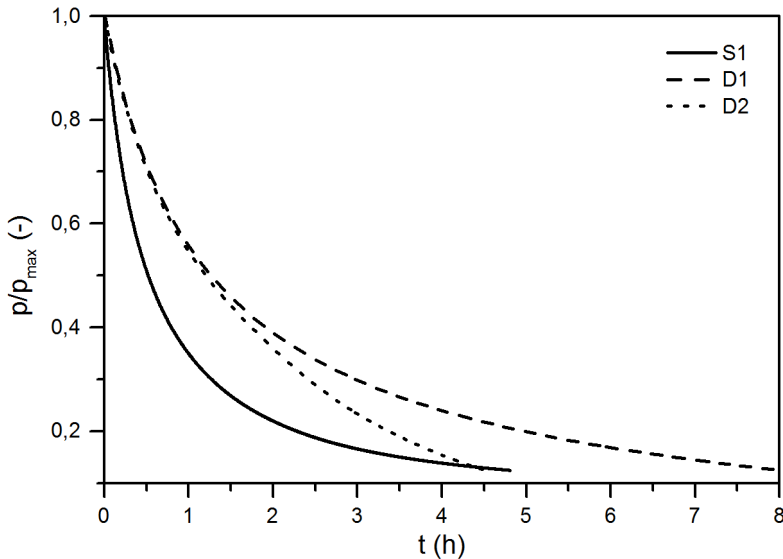


Figura 5.1 - Pressão do gás em testes de vazamento total.

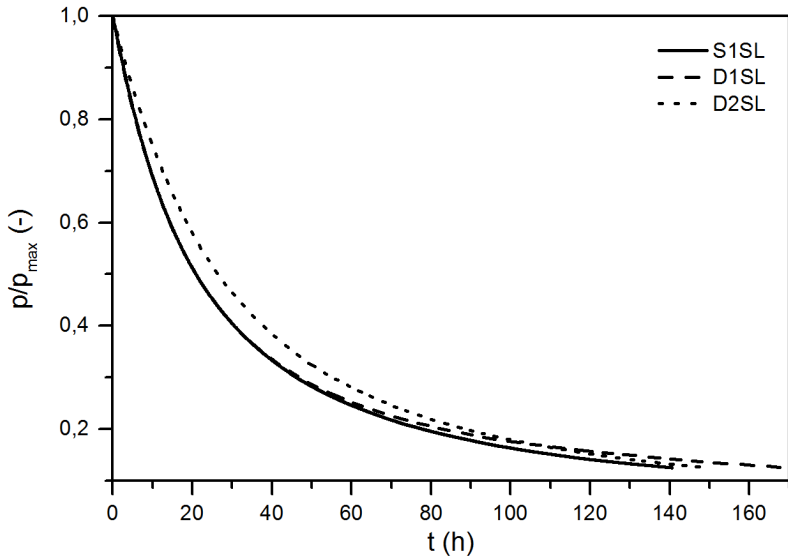


Figura 5.2 - Pressão do gás em testes de vazamento secundário.

A Figura 5.1 mostra que o intervalo de tempo necessário para que o reservatório esvazie através da válvula depende das características de projeto do sistema de válvulas. Naturalmente, quanto maior esse intervalo, melhor é a vedação da válvula. A válvula de sucção (S1) possui um decaimento inicial da pressão mais acentuado que o decaimento das válvulas de descarga (D1 e D2). Isso indica que ambas as válvulas de descarga vedam melhor quando a diferença de pressão é maior. Entretanto, a vedação da válvula de sucção S1 passa a ser maior do que aquela da válvula de descarga D2 quando as válvulas são submetidas a menores diferenças de pressão, como pode ser percebido pela mudança significativa de declividade da curva de pressão da válvula S1. A válvula de descarga D1 apresentou o maior intervalo de tempo para alcançar  $p_{min}$  e, portanto, fornece a melhor vedação entre as três.

Para medir os vazamentos indesejáveis na bancada experimental, é necessário monitorar a pressão no reservatório durante os testes de vazamento secundário. Como indicado na Figura 5.2, esses testes possuem longa duração, aproximadamente 7 dias no caso mais demorado, enquanto que o teste de vazamento total de maior duração chega a 8 h (Figura 5.1). A longa duração dos testes de vazamento secundário sugere que os vazamentos associados são pequenos, como será apresentado na seção 5.3.

A incerteza de medição da pressão  $u(p_r)$  é a combinação da sua incerteza de calibração  $u(p_c)$  com a incerteza do transdutor de pressão  $u(p_{SM})$ , portanto:

$$u^2(p_r) = u^2(p_c) + u^2(p_{SM}) . \quad (5.1)$$

Como descrito na seção 3.5, o vazamento na bancada sem o kit do compressor também é avaliado. A taxa de variação de pressão para a bancada sem o kit quando  $p/p_{max} = 1$  é aproximadamente 0,09 Pa/s, e, após adicionar o kit do compressor, essa taxa aumenta para 17,4 Pa/s, valor quase 200 vezes maior. Esses valores demonstram que o maior vazamento é encontrado no kit do compressor, provavelmente através das juntas da placa de válvulas.

A taxa de decaimento da pressão do reservatório,  $dp_r/dt$ , é necessária para o cálculo da vazão mássica e foi obtida através de um ajuste linear da curva de pressão em função do tempo. Uma vez que a pressão não varia linearmente com o tempo (Figuras 5.1 e 5.2) durante o teste de vazamento, os ajustes lineares da curva foram feitos localmente e em torno de um valor de pressão de referência. Os resultados de regressão linear apontaram valores satisfatórios de coeficiente de determinação  $r^2$ .

A Figura 5.3 ilustra um segmento da curva de pressão em função do tempo com a reta ajustada aos pontos experimentais da válvula D1. A curva indicada possui  $r^2 = 0,9997$  e pode ser descrita pela equação:

$$\hat{p} = \beta_0 + \beta_1 t , \quad (5.2)$$

onde  $\hat{p}$  é o valor de pressão obtido da curva ajustada pelos coeficientes linear  $\beta_0$  e angular  $\beta_1$ , e  $t$  é o tempo percorrido no teste. O coeficiente angular  $\beta_1$  representa a taxa de variação de pressão no reservatório  $dp_r/dt$ .

O ajuste linear associa uma incerteza à determinação de  $\beta_1$ , que pode ser calculada pela seguinte equação (Montgomery e Runger, 2011):

$$u^2(\beta_1) = \hat{\sigma}^2 / S_{xx} , \quad (5.3)$$

em que  $\hat{\sigma}^2$  é a variância estimada do resíduo de cada ponto, calculada por

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (p_i - \hat{p}_i)^2}{n - 2} , \quad (5.4)$$



e  $S_{xx}$  é calculado pela seguinte equação:

$$S_{xx} = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2, \quad (5.5)$$

com  $x$ , nesse caso, sendo o tempo, e  $\bar{x}$  a média do tempo para o intervalo de dados utilizados no ajuste.

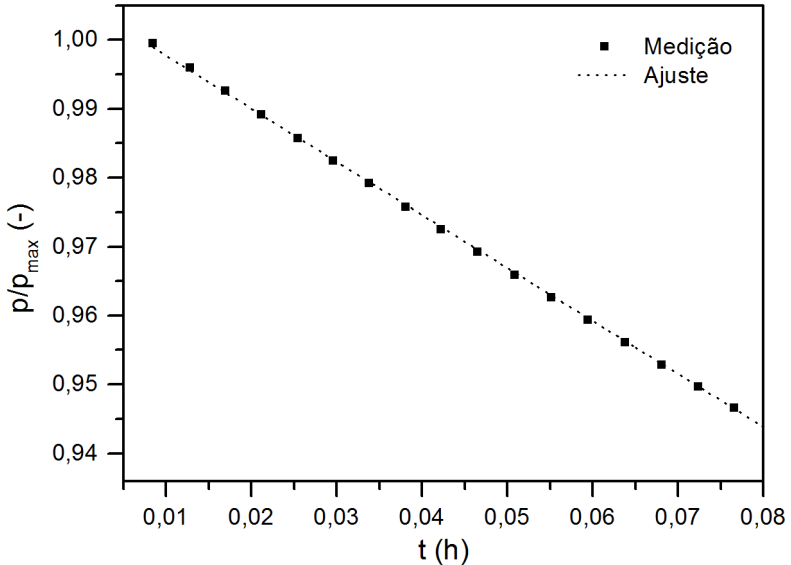


Figura 5.3 - Ajuste linear para o cálculo de  $dp_r/dt$ .

## 5.2.2 Efeito do volume do reservatório

O volume do reservatório principal  $V_1$  (ou  $V_r$ ) é composto pelo tanque e pelos volumes internos da tubulação, das válvulas de controle, dos transdutores e das câmaras do kit do compressor. Portanto, calcular o volume através das dimensões dessas diversas geometrias do reservatório não é tarefa prática. Para facilitar a medição do volume do reservatório, emprega-se um método de medição indireta que utiliza um reservatório secundário (R2) de volume conhecido ( $V_2$ ). Esse reservatório é composto por um tanque (TQ2) de  $300 \pm 15 \text{ cm}^3$  e pela sua tubulação adjacente.

A magnitude de  $V_2$  é obtida da medição da massa do R2 preenchido com água ou com ar atmosférico,  $m_{2a}$  e  $m_2$ , respectivamente. Nesse caso, a massa de água  $m_a$  é obtida por:

$$m_a = m_{2a} - m_2 . \quad (5.6)$$

O volume de água dentro de R2 é o próprio  $V_2$  que pode ser calculado da seguinte relação:

$$V_2 = m_a / \rho_a , \quad (5.7)$$

onde  $\rho_a$  é a densidade da água à temperatura ambiente.

A massa do segundo reservatório vazio  $m_2$  é obtida da média de 10 medições feitas em uma balança semi-analítica, e o mesmo procedimento é aplicado para medir  $m_{2a}$ . Porém, a fim de avaliar a repetibilidade do procedimento de preenchimento de água, o reservatório secundário é esvaziado e preenchido com água novamente, para em seguida serem repetidas 10 medições. Esse ciclo é realizado cinco vezes resultando em cinco médias de 10 medições de  $m_{2a}$ . A resolução da balança é 0,01 kg, e as incertezas de medição de  $m_2$ ,  $m_{2a}$  e  $m_a$  são inferiores a 0,1% do valor medido e, portanto, suas incertezas foram desprezadas. Os valores das massas medidas, do volume do reservatório e de sua incerteza relativa estão reportados na Tabela 5.2. Todas as medições feitas para obter  $V_2$  são descritas no apêndice A.

Tabela 5.2 - Massas e volume do R2.

	$V_2 (\times 10^{-4} \text{ m}^3)$	$m_2$ (g)	$m_{2a}$ (g)	$m_a$ (g)
$\bar{X}$	2,92	1010,01	1300,96	290,95
$U(\bar{X})/\bar{X}$	0,1%	0,001%	0,001%	0,01%

Sabendo o volume  $V_2$ , é possível calcular o volume do reservatório principal  $V_1$ , através dos dados de pressão e temperatura dentro do reservatório principal R1 ( $p_1, T_1$ ), secundário R2 ( $p_2, T_2$ ) e combinado R3 ( $p_3, T_3$ ). A Figura 5.4 ilustra o esquema da bancada experimental com o reservatório secundário conectado ao sistema. Quando o reservatório principal está conectado ao reservatório secundário, seus volumes se somam para compor o reservatório combinado (R3), cujos volume e massa são calculados por:

$$V_3 = V_1 + V_2 , \quad (5.8)$$

e

$$m_3 = m_1 + m_2 . \quad (5.9)$$

A massa e o volume do gás estão relacionados pela equação de estado do gás ideal. Portanto, para o reservatório principal, secundário e combinado ( $i = 1, 2$  e  $3$ , respectivamente):

$$p_i V_i = m_i R T_i . \quad (5.10)$$

As pressões e temperaturas nos reservatórios, bem como a constante do gás  $R$  e o volume  $V_2$  são grandezas conhecidas, portanto, existem cinco equações para cinco incógnitas ( $V_1, V_3, m_1, m_2$  e  $m_3$ ). Manipulando-se as equações (5.8) a (5.10), e considerando as temperaturas iguais nos três reservatórios chega-se à seguinte relação:

$$V_1 = V_2 \left( 1 - \frac{p_2}{p_3} \right) / \left( \frac{p_1}{p_3} - 1 \right) . \quad (5.11)$$

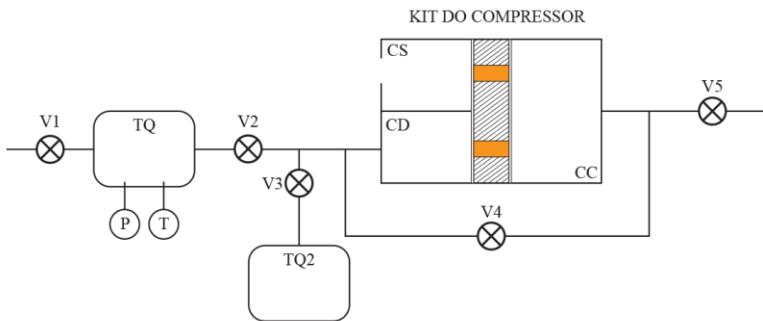


Figura 5.4 - Bancada durante a medição do volume do reservatório principal.

O procedimento para medir  $V_1$  possui as seguintes etapas: (i) abrir a válvula  $V_1$  e ajustar a pressão nos reservatórios  $R_1$  e  $R_2$  a um valor  $p_2$  regulado através da válvula reguladora de pressão do cilindro que contém o gás; (ii) fechar  $V_3$  para manter  $R_2$  na pressão  $p_2$  isolado do reservatório  $R_1$ ; (iii) aumentar a pressão no reservatório  $R_1$  para  $p_1$ ; (iv) abrir  $V_3$  para

conectar novamente os reservatórios R1 e R2 e aguardar até que o sistema alcance a pressão de equilíbrio  $p_3$  (com  $p_2 < p_3 < p_1$ ). Isso é realizado com o emprego da placa vedada indicada na Figura 3.6, ou seja, não há válvulas por onde vazar o gás. Portanto, o único vazamento presente é o secundário, cuja influência no cálculo de  $V_1$  é negligenciável.

O devido cuidado é tomado para que cada pressão aplicada aos reservatórios ( $p_1$ ,  $p_2$  e  $p_3$ ) tenha seu valor estabilizado. Para assegurar isso, dois intervalos de tempo são estabelecidos: intervalo de transição  $\Delta t_t$  e intervalo de medição  $\Delta t_m$ . O intervalo de transição inicia no momento de alteração da pressão na bancada e termina quando a pressão não varia de forma significativa, instante em que começa o intervalo de medição, cuja duração deve ser estabelecida com cuidado. Se  $\Delta t_m$  for muito grande, vazamentos indesejáveis podem influenciar na leitura do valor da pressão. As pressões  $p_1$ ,  $p_2$  e  $p_3$  são valores médios das pressões mensuradas durante seus respectivos intervalos de medição.

As Figuras 5.5 e 5.6 ilustram as medições de pressão e temperatura durante o procedimento de obtenção do volume do reservatório para testes de vazamento com a válvula de sucção S1. Nesse caso, o intervalo de transição durou aproximadamente 1,20 min (72 s) e o intervalo de medição, 4 min. Após o sistema estabilizar, a maior queda de pressão observada foi de 120 Pa, valor muito inferior à incerteza do transdutor de pressão (1600 Pa). Portanto, assumiu-se a pressão nesse intervalo de tempo como constante. A variação da temperatura durante o procedimento foi muito pequena e inferior à incerteza do termopar (0,5 °C). Além disso, mesmo durante os intervalos de transição não foram observadas variações significativas de temperatura.

O volume do reservatório é diferente para cada projeto de sistema de válvulas testado, dependendo também da configuração do teste (sucção/descarga). O procedimento de avaliação do volume do reservatório  $V_r$  foi repetido 8 vezes em cada configuração de cada sistema de válvulas testado. A média dessas medições em cada caso é o valor de  $\bar{V}_r$ . A Tabela 5.3 apresenta as medições do volume do reservatório, o desvio padrão e a média.

As pressões  $p_1$ ,  $p_2$  e  $p_3$  não são idênticas em cada repetição do procedimento, mas devem resultar no mesmo valor de  $V_1$ . No apêndice A são reportadas todas as medidas de pressão usadas no processo de medição do volume do reservatório e os respectivos volumes encontrados.

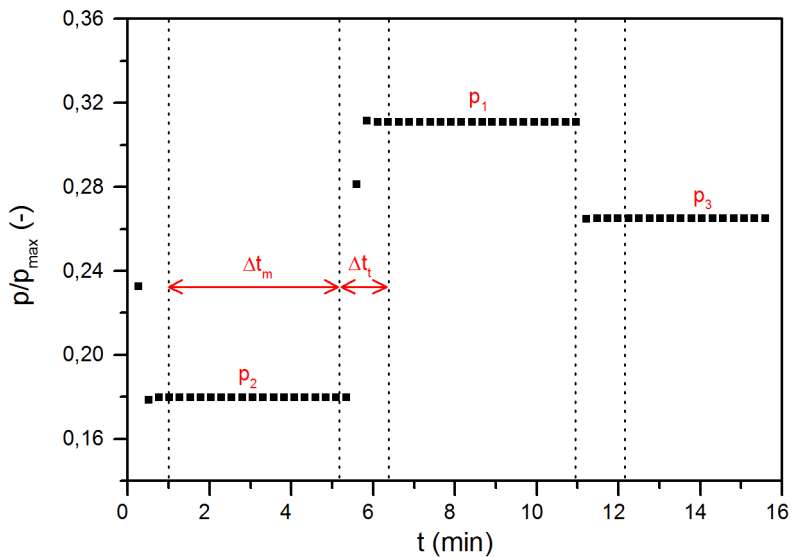


Figura 5.5 - Medição de pressão durante o procedimento que mede o volume do reservatório.

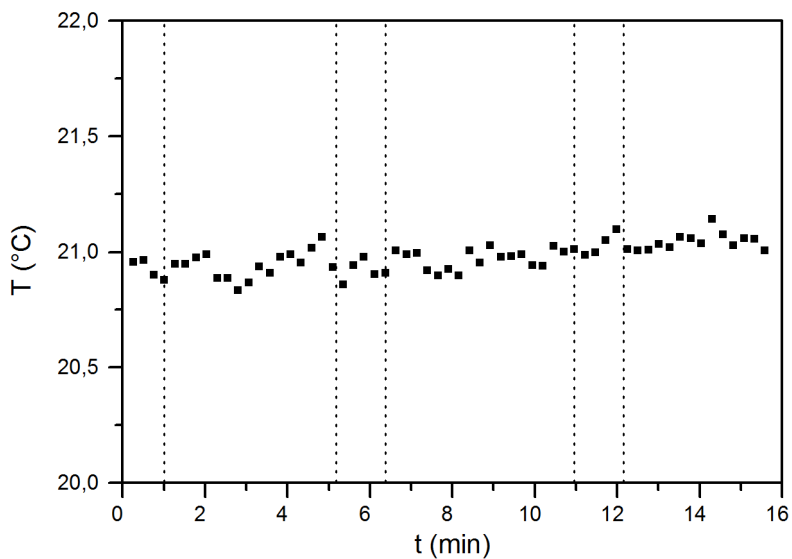


Figura 5.6 - Medições de temperatura durante o procedimento que mede o volume do reservatório.

Tabela 5.3 - Medições do volume do reservatório.

$(V_r)_n$ ( $10^{-4} \text{ m}^3$ )	S1	D1	D2
1	5,44	5,21	5,18
2	5,44	5,21	5,22
3	5,44	5,22	5,21
4	5,44	5,21	5,19
5	5,46	5,22	5,21
6	5,45	5,22	5,21
7	5,43	5,24	5,19
8	5,43	5,24	5,10
$\bar{V}_r$	5,44	5,22	5,19
$\sigma(\bar{V}_r)$	0,004	0,004	0,01

A incerteza do volume do reservatório  $u(V_r)$  é resultante da incerteza e da repetibilidade das medições indiretas,  $u(V_1)$  e  $u(V_{re})$ , respectivamente, ou seja,

$$u^2(V_r) = u^2(V_1) + u^2(V_{re}). \quad (5.11)$$

A incerteza da medição indireta é obtida de

$$u^2(V_1) = \left( \frac{\partial V_1}{\partial V_2} u(V_2) \right)^2 + \left( \frac{\partial V_1}{\partial p_1} u(p_1) \right)^2 + \left( \frac{\partial V_1}{\partial p_2} u(p_2) \right)^2 + \left( \frac{\partial V_1}{\partial p_3} u(p_3) \right)^2, \quad (5.12)$$

em que as incertezas-padrão das pressões  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$  são calculadas pela equação (5.1). O valor relativo da incerteza expandida do volume do reservatório é aproximadamente 4,5%.

### 5.2.3 Efeito da temperatura

Como citado na seção 3.1, a temperatura do gás dentro do reservatório  $T_r$  é medida por um termopar e afetada pela temperatura da sala que é mantida em 23,0 °C por um condicionador de ar. A bancada é isolada termicamente para minimizar as variações da temperatura do gás, entretanto,  $T_r$  apresenta pequenas variações ao longo dos testes. Essas variações são causadas por ciclos liga-desliga do condicionador de ar e variações da temperatura externa à sala dos experimentos. Observa-se que a variação de temperatura na sala afeta o vazamento. A análise desse impacto será evidenciada na seção 5.2.4, onde se avalia a repetibilidade dos experimentos. Os valores de temperaturas no reservatório durante cada medição de vazamento estão apresentados na Tabela 5.5.

As Figuras 5.7 e 5.8 ilustram os valores de temperatura do gás medidos no reservatório durante os testes de vazamento total e secundário, respectivamente. Nota-se que, apesar de o condicionador de ar manter a temperatura da sala, os testes apresentam temperaturas médias diferentes entre si. Isso ocorre pelo fato de a sala onde o experimento é realizado estar sujeita à influência da temperatura do ambiente externo, que interfere tanto na temperatura da sala quanto no funcionamento do condicionador de ar.

A maior diferença entre temperatura máxima e mínima medida para os testes de vazamento total e secundário são 0,8 °C e 2,3 °C, respectivamente. Os testes de vazamento secundário são mais longos e podem durar cerca de 7 dias e, por isso, são mais propensos às mudanças da temperatura externa à sala, apresentando assim maiores variações de temperatura.

A taxa de variação de temperatura  $dT_r/dt$  é um parâmetro na determinação do vazamento na válvula, conforme mostra a equação (3.3), além da taxa de variação da pressão  $dp_r/dt$ . Dependendo das condições de teste, a variação da temperatura pode ser negligenciada. A importância relativa entre os dois termos é calculada pelo erro devido ao desvio térmico  $\varepsilon$ .

A influência de  $dT_r/dt$  no valor de  $\varepsilon$  dos testes D1 e D1SL é demonstrada nas Figuras 5.9 e 5.10, respectivamente. Para o vazamento total, se  $dT_r/dt < 10^{-4}$  °C/s, o erro devido ao desvio térmico é aceitável e menor que 1,1%. Por outro lado, o controle da temperatura da bancada deve ser muito mais rigoroso para o teste de vazamento secundário, requerendo que  $dT_r/dt < 10^{-5}$  °C/s para que  $\varepsilon$  seja desprezável no cálculo da vazão mássica.

Por fim, as Figuras 5.11 e 5.12 apresentam o erro devido ao desvio térmico em valor absoluto avaliado nos testes de vazamento total e secundário, respectivamente. Os valores de  $dT_r/dt$  usados para calcular  $\varepsilon$  foram aqueles de maior magnitude observados em cada teste, e estão apresentados na Tabela 5.4. Os valores de  $\varepsilon$  para os testes S1, D1 e D2 são baixos quando comparados aos valores de  $\varepsilon$  encontrados para os testes de vazamento secundário. Isso acontece porque o  $dp_r/dt$  medido no vazamento total é bem maior que no vazamento secundário.

A equação (3.4) mostra que  $\varepsilon$  é função de  $p_r$ ,  $T_r$ ,  $dp_r/dt$  e  $dT_r/dt$ . O termo  $dT_r/dt$  pode ser controlado pelo isolamento térmico da bancada experimental. Portanto, o valor de  $\varepsilon$  é regido principalmente pela razão entre  $p_r$  e  $dp_r/dt$ . A taxa de variação da pressão cresce exponencialmente em função de  $\Delta p/\Delta p_{max}$ , e a pressão no reservatório aumenta linearmente com  $\Delta p/\Delta p_{max}$ . Isso explica o comportamento decrescente e assintótico do erro devido ao desvio térmico em função de  $\Delta p/\Delta p_{max}$ .

Tabela 5.4 - Valores máximos de taxa de variação de temperatura em cada teste.

<b>Teste</b>	<b><math>dT_r/dt</math></b> <b>(<math>\times 10^{-4} \text{°C/s}</math>)</b>	<b>Teste</b>	<b><math>dT_r/dt</math></b> <b>(<math>\times 10^{-4} \text{°C/s}</math>)</b>
S1	4,4	S1SL	6,6
D1	3,8	D1SL	3,3
D2	6,5	D2SL	4,2



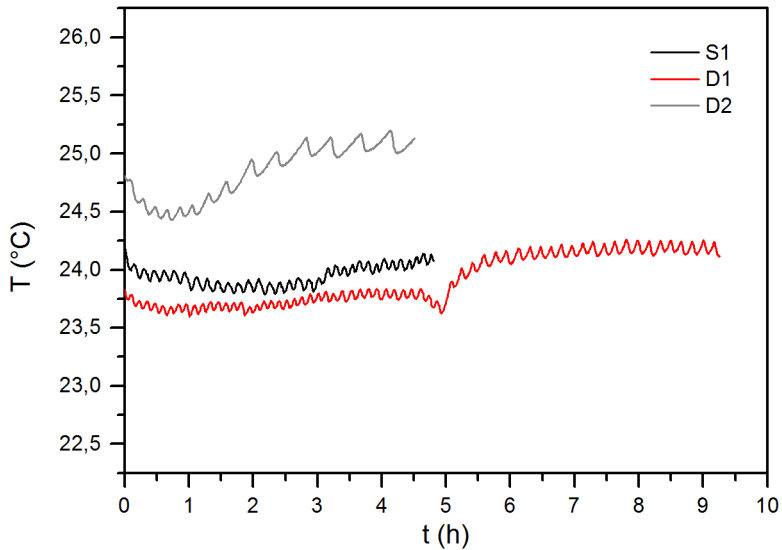


Figura 5.7 - Temperatura do gás durante os testes de vazamento total.

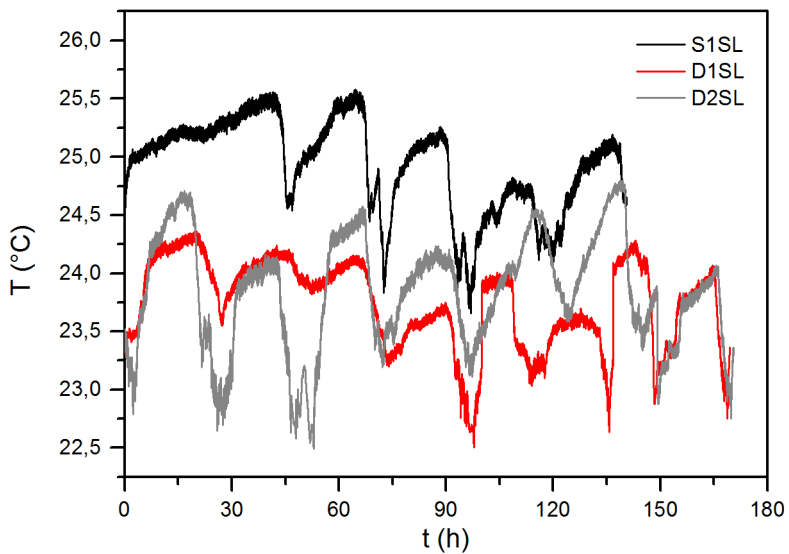


Figura 5.8 - Temperatura do gás durante os testes de vazamento secundário.

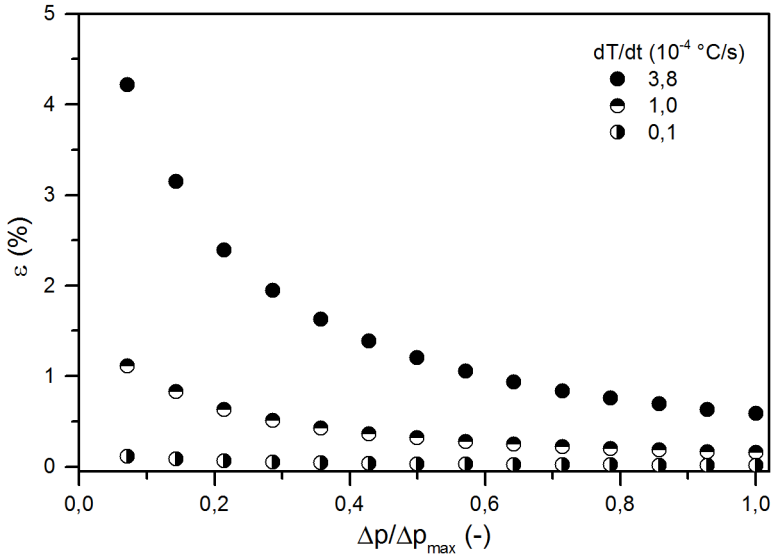


Figura 5.9 - Erro devido ao desvio térmico em D1, considerando diferentes  $dT_r/dt$ .

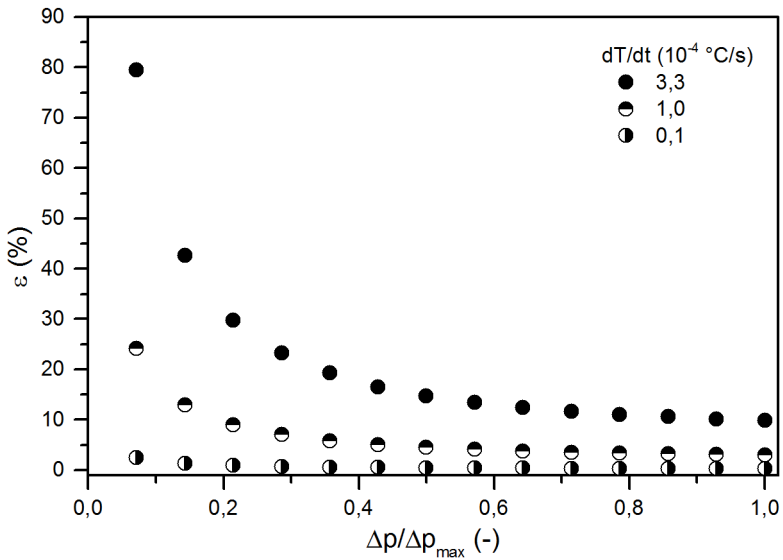


Figura 5.10 - Erro devido ao desvio térmico em D1SL, considerando diferentes  $dT_r/dt$ .

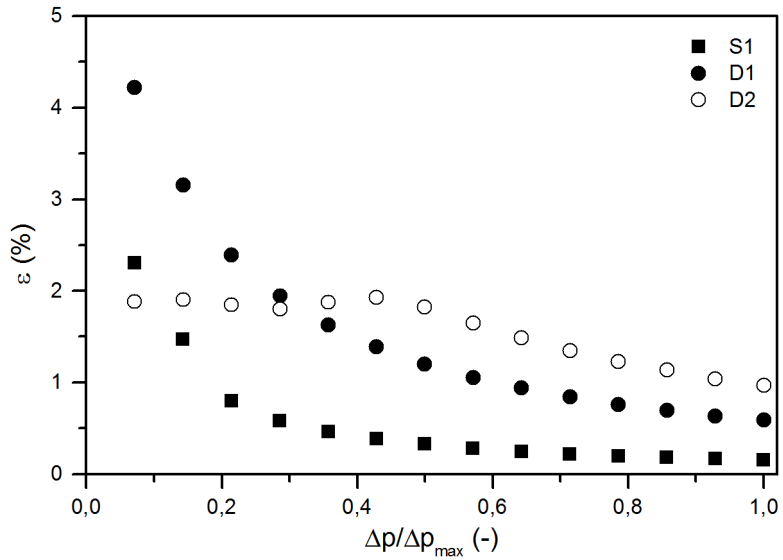


Figura 5.11 - Erro devido ao desvio térmico em testes de vazamento total.

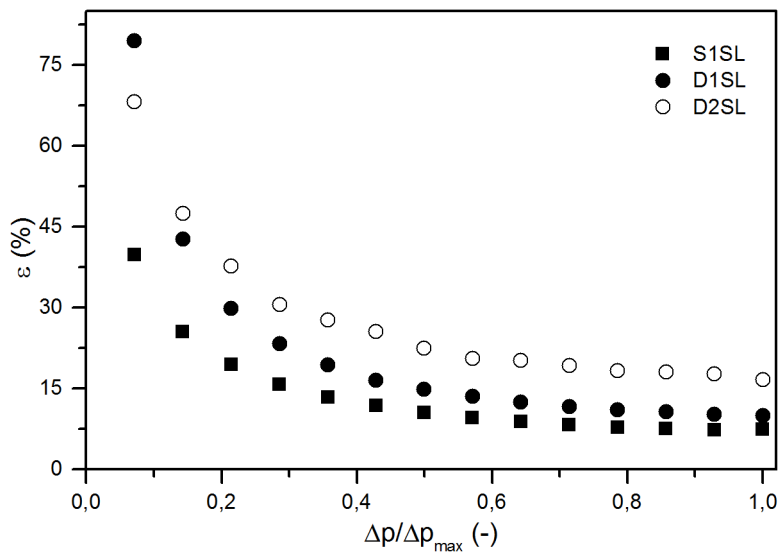


Figura 5.12 - Erro devido ao desvio térmico em testes de vazamento secundário.

Tabela 5.5 - Temperatura local, média, máxima, mínima e diferença máxima.

$(\bar{T}_r)_n$ (°C)	S1	D1	D2	S1 SL	D1 SL	D2 SL
<b>1</b>	24,2	23,7	24,8	24,9	23,4	23,3
<b>2</b>	24,0	23,7	24,7	25,0	23,5	23,0
<b>3</b>	24,0	23,7	24,6	25,0	23,7	23,8
<b>4</b>	24,1	23,7	24,5	25,1	24,1	24,2
<b>5</b>	24,0	23,7	24,5	25,1	24,2	24,4
<b>6</b>	24,0	23,6	24,5	25,1	24,3	24,6
<b>7</b>	24,0	23,7	24,5	25,1	24,2	24,5
<b>8</b>	24,0	23,6	24,5	25,2	24,3	23,3
<b>9</b>	24,0	23,7	24,6	25,2	24,1	23,3
<b>10</b>	24,0	23,6	24,7	25,3	23,9	24,0
<b>11</b>	23,8	23,7	24,9	25,4	24,1	22,8
<b>12</b>	23,8	23,8	24,8	25,0	23,9	24,3
<b>13</b>	23,8	23,8	25,1	24,5	23,4	23,9
<b>14</b>	24,0	24,2	25,1	24,6	23,6	24,5
$\bar{T}_r$	23,9	23,9	24,8	24,9	23,7	23,9
$(T_r)_{max}$	24,2	24,3	25,2	25,6	24,4	24,8
$(T_r)_{min}$	23,8	23,6	24,4	23,7	22,5	22,5
$(\Delta T_r)_{max}$	0,4	0,7	0,8	1,9	1,9	2,3

### 5.2.4 Repetibilidade das medições

A fim de avaliar a repetibilidade das medições, realizaram-se 84 testes de vazamento consecutivos para uma mesma válvula. Esses testes foram realizados a partir da mesma montagem do kit do compressor, ou seja, a variação devido à montagem não foi incluída na dispersão dos resultados de medição. A Figura 5.13 mostra os resultados de vazamento dos 84 experimentos, todos com a mesma diferença de pressão. As vazões mássicas de cada experimento foram adimensionalizadas pela vazão do primeiro experimento ( $n = 1$ ).

O efeito de amaciamento discutido na seção 3.5 fica aparente à medida que a válvula é testada, reduzindo o vazamento em cada novo teste, com maior intensidade nos primeiros testes. Por esse motivo, deve-se submeter a válvula a ciclos de carregamento de pressão para fins de amaciamento antes de realizar a medição do vazamento. Esse procedimento consiste em pressurizar e despressurizar o reservatório 10 vezes antes de iniciar os testes definitivos. Nota-se que os últimos valores de vazamento medidos são menores que 80% do primeiro valor e que ainda há uma redução gradativa da vazão mesmo após 80 experimentos. No presente trabalho, a vazão mássica do último teste foi considerada para efeito de análise. No entanto, para análises aplicadas a compressores, deve-se definir um procedimento mais efetivo para o amaciamento pleno da válvula.

Por definição, a repetibilidade deve ser avaliada de experimentos reproduzidos nas mesmas condições, em que a média dos erros aleatórios é zero. Devido à redução do vazamento com o número  $n$  de experimentos, adotou-se um procedimento alternativo para contornar essa dificuldade. Nesse sentido, a dispersão dos resultados foi analisada somente em resultados de vazamento para  $n \geq 40$ , assumindo-se uma variação linear para o decaimento do vazamento com o número de testes.

O efeito do valor de  $T_r$  na medição pode ser avaliado se o vazamento for comparado ao seu valor calculado por uma temperatura de referência fixa ( $T_{ref} = 23,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ). A Figura 5.14 ilustra a diferença relativa entre a vazão mássica calculada usando  $T_r$  ou  $T_{ref}$ . Nota-se que a diferença relativa pode alcançar valores próximos a 1%, contribuindo para aumentar a dispersão dos resultados de medição.

O comportamento de queda do vazamento é evidente e pode ser aproximado por um ajuste linear ( $r^2 = 0,9324$ ), como mostrado na Figura 5.15. Para eliminar a tendência de queda do vazamento a cada teste, que é um fenômeno intrínseco do amaciamento da válvula, os valores de  $\dot{m}_t$  foram corrigidos pela tendência da curva ajustada ( $\dot{m}_{ajuste}$ ), ou seja:

$$\dot{m}_c = (\dot{m}_t)_n - \dot{m}_{ajuste} . \quad (5.13)$$

Os resultados com esse ajuste são mostrados na Figura 5.16, com a média dos erros aleatórios  $\mu = 0$  e desvio padrão  $\sigma = 4,67 \times 10^{-3}$ , o que equivale a uma repetibilidade de 1% dos valores indicados, ou seja:

$$U(re) = 0,01\dot{m} . \quad (5.14)$$

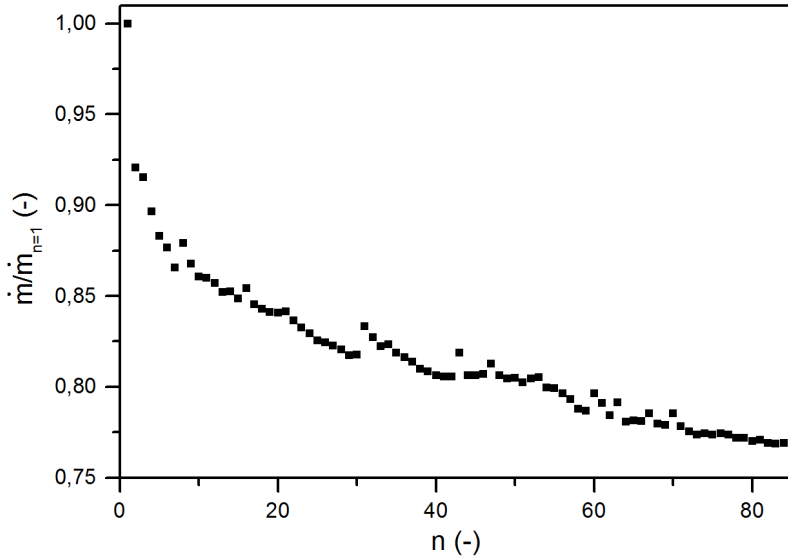


Figura 5.13 - Vazamento para  $\Delta p/\Delta p_{max} = 0,7$  em 84 testes consecutivos.

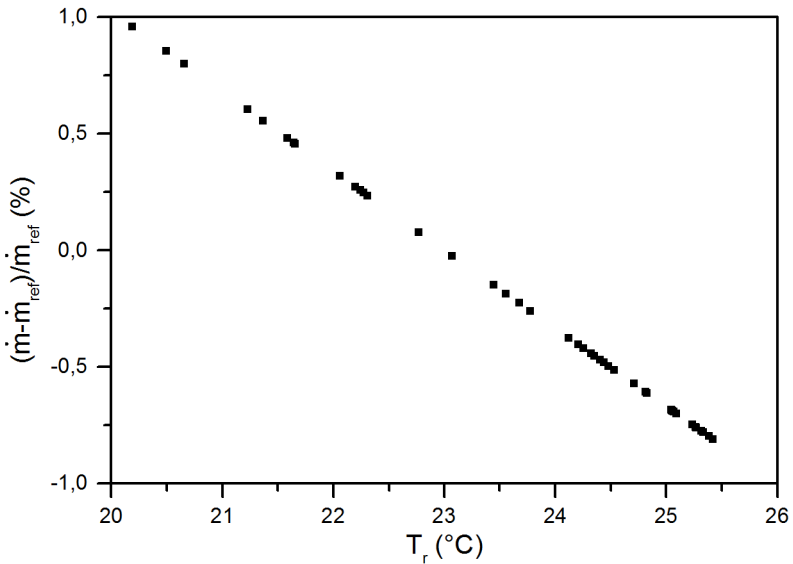


Figura 5.14 - Diferença relativa na vazão mássica causada pela variação da temperatura no reservatório.

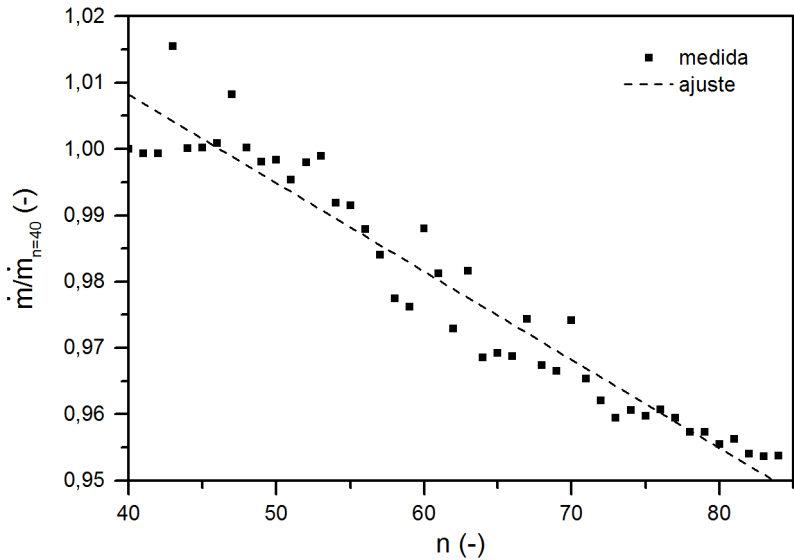


Figura 5.15 - Vazão mássica adimensional dos últimos 45 testes e ajuste linear.

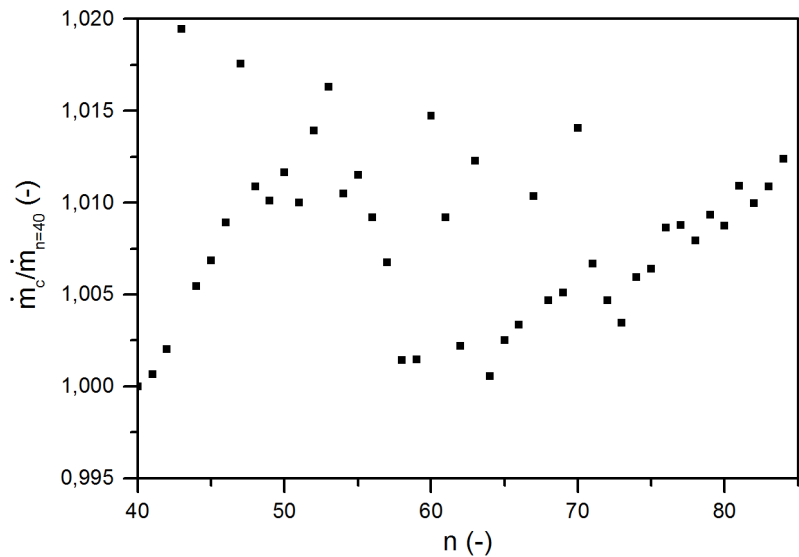


Figura 5.16 - Vazão mássica adimensional e corrigida em função do número de teste.

### 5.2.5 Incertezas de medição do vazamento

O vazamento na válvula é calculado a partir da equação (3.8) e, portanto, a incerteza da medição é a combinação das incertezas do vazamento total  $u(\dot{m}_t)$  e do vazamento secundário  $u(\dot{m}_s)$ :

$$u^2(\dot{m}_v) = u^2(\dot{m}_t) + u^2(\dot{m}_s). \quad (5.14)$$

Ambas as incertezas do vazamento total e secundário são calculadas pelo mesmo procedimento, sendo influenciadas por três fontes de natureza aleatória: (i) incerteza do sistema de medição  $u(SM)$ ; (ii) repetibilidade do sistema de medição  $u(re)$ ; e erro devido ao desvio térmico  $u(\varepsilon)$ . Portanto, a incerteza-padrão da vazão mássica em cada teste é calculada por:

$$u^2(\dot{m}) = u^2(SM) + u^2(re) + u^2(\varepsilon) . \quad (5.15)$$

As Figuras 5.17 e 5.18 ilustram a contribuição percentual  $C$  de cada fonte de incerteza aleatória ( $u(SM)$ ,  $u(re)$  ou  $u(\varepsilon)$ ) no valor de  $u(\dot{m})$  para os testes de vazamento total da válvula D1 e de seu vazamento secundário D1SL, respectivamente.

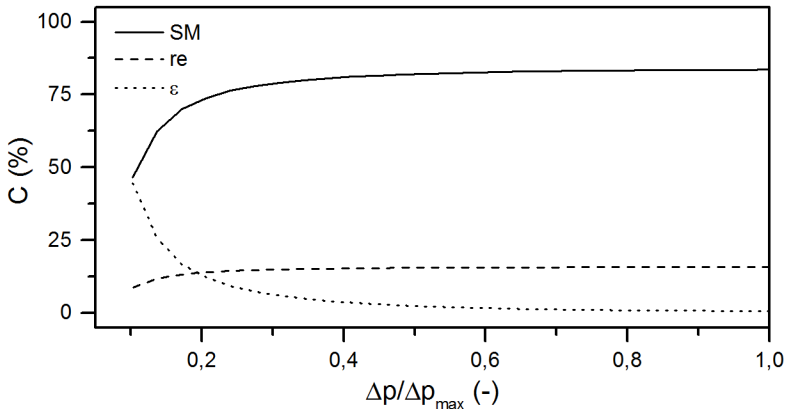


Figura 5.17 - Contribuição das fontes de erro aleatório na incerteza do vazamento total (D1).



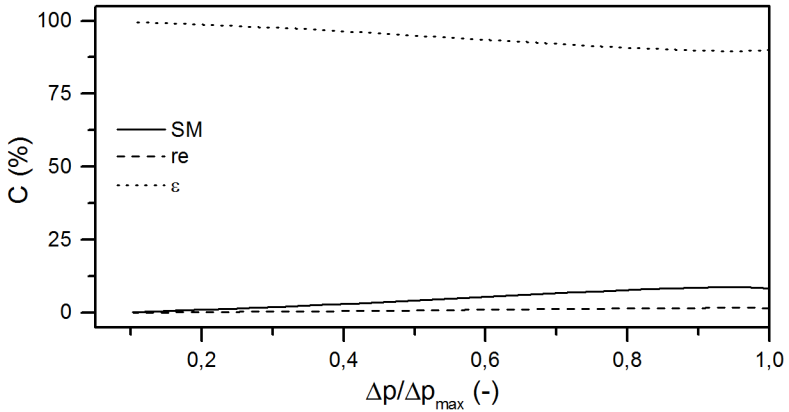


Figura 5.18 - Contribuição das fontes de erro aleatório na incerteza do vazamento secundário (DISL).

A incerteza do sistema de medição é obtida do cálculo indireto da vazão mássica, cujo valor é função do gás utilizado ( $R$ ), do volume do reservatório ( $V_r$ ), da temperatura do gás no reservatório ( $T_r$ ) e da taxa de variação de pressão do gás no reservatório ( $dp_r/dt$ ). Desconsiderando a incerteza da constante do gás, tem-se a seguinte relação funcional:

$$\dot{m} = f(V_r, T_r, dp_r/dt) . \quad (5.16)$$

Portanto, a incerteza do sistema de medição  $u(SM)$  é a incerteza combinada das grandezas envolvidas na equação (5.16):

$$u^2(SM) = \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial V_r} u(V_r) \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial T_r} u(T_r) \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial (dp_r/dt)} u(dp_r/dt) \right)^2 \quad (5.17)$$

A incerteza de medição da temperatura do gás é obtida do sistema de aquisição da *National Instruments*  $u(T_{SM})$  e da sua calibração  $u(T_C)$ :

$$u^2(T_r) = u^2(T_{SM}) + u^2(T_C) . \quad (5.18)$$

O processo de calibração do termopar e o cálculo de  $u(T_C)$  são descritos na seção 3.4. A incerteza do termopar é obtida do manual do bloco terminal SCXI 1303, sendo  $U(T_{SM}) = 0,5$  °C para a faixa de medição de

0 a 55 °C. O cálculo de  $u(dp_r/dt)$  foi detalhado na seção 5.2.1 e de  $u(V_r)$  na seção 5.2.2.

Na equação (5.17), as contribuições do primeiro, segundo e terceiro termos do lado direito na incerteza do sistema de medição são aproximadamente 99,7%, 0,1% e 0,2%, para todos os testes. Esses valores indicam que futuros esforços devem ser empregados para amenizar a influência da medida do volume do reservatório no cálculo da incerteza do sistema de medição.

A incerteza-padrão do vazamento na válvula é multiplicada pelo coeficiente  $t$  de Student para se obter a incerteza expandida

$$U(\dot{m}_v) = tu(\dot{m}_v), \quad (5.19)$$

em que o coeficiente de Student é obtido para 95% de nível de confiança com  $\nu_{ef}$  graus de liberdade obtidos da equação de Welch-Satterthwaite:

$$\nu_{ef} = \frac{u^4(\dot{m}_v)}{u^4(\dot{m}_s)/\nu_s + u^4(\dot{m}_t)/\nu_t} . \quad (5.20)$$

A incerteza relativa do vazamento na válvula é mostrada na Figura 5.19, e as incertezas relativas do vazamento total e secundário são reportadas no apêndice D. A contribuição da incerteza da medição do vazamento secundário,  $u(\dot{m}_s)$ , sobre a medição do vazamento na válvula,  $u(\dot{m}_v)$ , é muito pequena. Para os valores de vazão mássica medidos nas três válvulas,  $u(\dot{m}_v)$  fica entre 5% e 9% do valor medido.

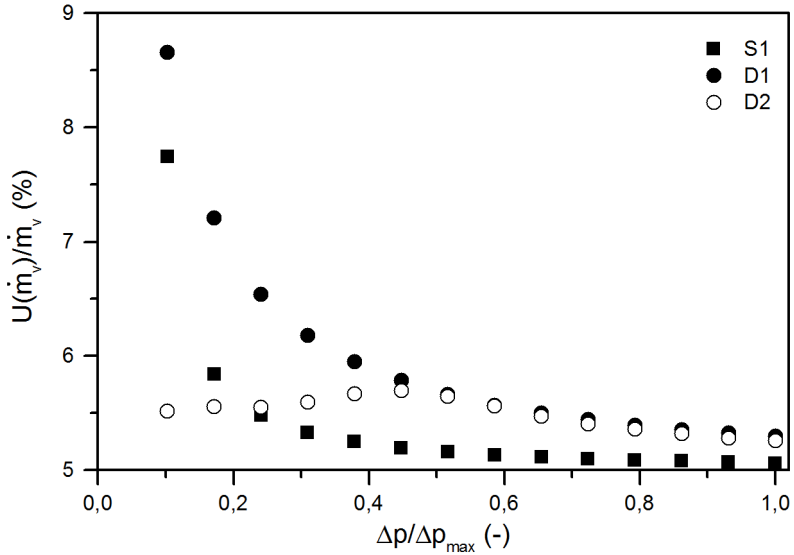


Figura 5.19 - Incerteza relativa do vazamento na válvula.

### 5.3 RESULTADOS DE VAZAMENTOS

Medições de vazamentos foram realizadas para três válvulas, uma de sucção (S1) e duas de descarga (D1 e D2). As pressões aplicadas no reservatório produzem valores típicos de diferença de pressão encontrados entre as câmaras dos compressores separadas por essas válvulas. Os resultados de vazamentos nas válvulas e de vazamentos secundários são apresentados nas Figuras 5.20 e 5.21, respectivamente. Todos os valores de vazão mássica são adimensionais em relação ao vazamento máximo observado na válvula S1 (quando  $\Delta p/\Delta p_{max} = 1$ ). Conforme explicado na seção 5.2.4, os valores de vazamentos reportados são aqueles do último teste realizado no procedimento de amaciamento da válvula. Conforme esperado, observa-se que os vazamentos aumentam com a diferença de pressão na válvula.

Os vazamentos secundários possuem duração muito longa e, portanto, são medidos apenas uma vez para cada válvula, sendo seu valor entre 2% e 8% do vazamento na válvula. Nota-se também que os vazamentos secundários nos três sistemas de válvulas avaliados apresentam valores muito próximos entre si, ao contrário dos vazamentos nas válvulas.

As três válvulas possuem geometria circular com raio interno ( $r_o$ ), externo ( $r_d$ ), espessura ( $t$ ) e relação entre raios ( $r_d/r_o$ ), conforme indicado na Tabela 5.1. O vazamento nas válvulas é influenciado pelas dimensões do assento e da válvula. Silva (2012) relatou que quanto maior  $r_d/r_o$ , menor o vazamento na válvula. Essa relação é verdadeira para os dados experimentais obtidos neste trabalho quando  $\Delta p/\Delta p_{max} > 0,24$ , pois  $(\dot{m}_v)_{S1} > (\dot{m}_v)_{D2} > (\dot{m}_v)_{D1}$  e  $(r_d/r_o)_{S1} < (r_d/r_o)_{D2} < (r_d/r_o)_{D1}$ .

A área de sobreposição entre assento e válvula é um parâmetro importante no vazamento, sendo denominada área de recobrimento e definida por:

$$A_r = \pi(r_d^2 - r_o^2). \quad (5.21)$$

Essa região de recobrimento proporciona maior resistência de atrito viscoso ao vazamento da válvula e, conseqüentemente, aumenta a vedação da válvula.

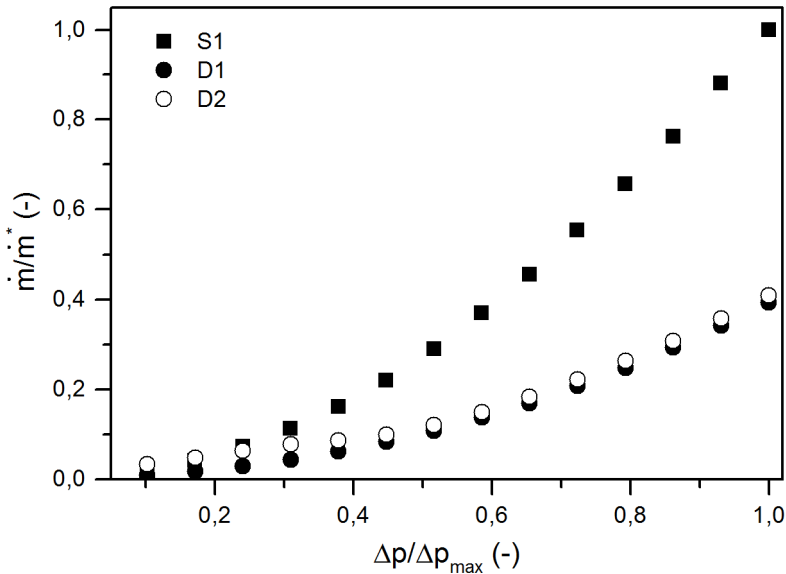


Figura 5.20 - Vazamentos nas válvulas.

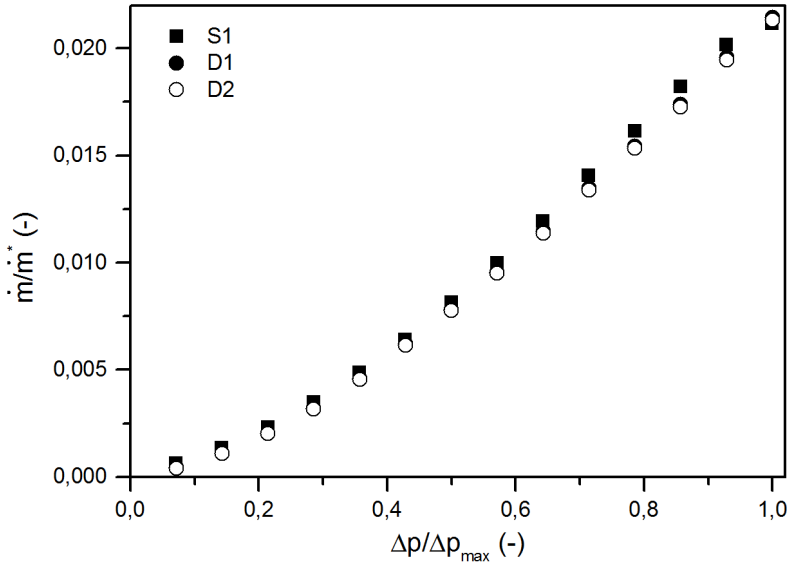


Figura 5.21 - Vazamentos secundários.

#### 5.4 ESTIMATIVA DE FOLGA

A folga entre a válvula e o assento pode ser estimada ajustando o seu valor no modelo numérico de forma a produzir o vazamento igual ao valor medido. Em cada simulação com o modelo, deve ser informada a geometria da válvula, a geometria do assento, as propriedades do gás a montante do microcanal e a pressão a jusante. Uma vez que a folga varia com  $r$  devido à deformação da válvula pelo carregamento de pressão, a folga de quina,  $\delta_e$ , mostrada na Figura 4.1 é escolhida como folga de referência.

As Figuras 5.22 e 5.23 mostram a variação da folga de quina nas três válvulas testadas com e sem flexão nas válvulas, respectivamente. As folgas são exibidas em função da diferença de pressão aplicada. Percebe-se que quando a flexão é considerada no modelo, a folga de quina diminui com o aumento da diferença de pressão. Isso pode ser uma consequência de uma melhor acomodação da válvula no orifício de passagem do assento decorrente do maior carregamento de pressão. Por exemplo, a válvula de descarga D2 tem a sua folga de quina variada de 0,11 a 0,60  $\mu\text{m}$  em função da diferença de pressão.

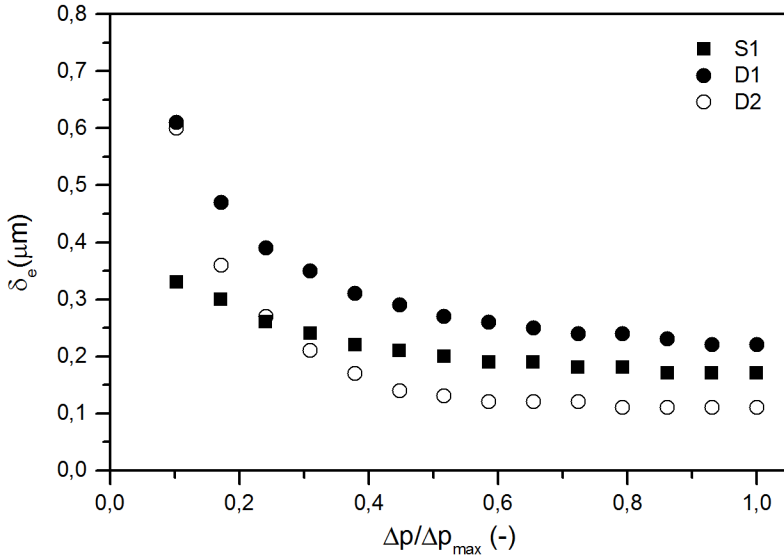


Figura 5.22 - Folga de quina na válvula com deflexão.

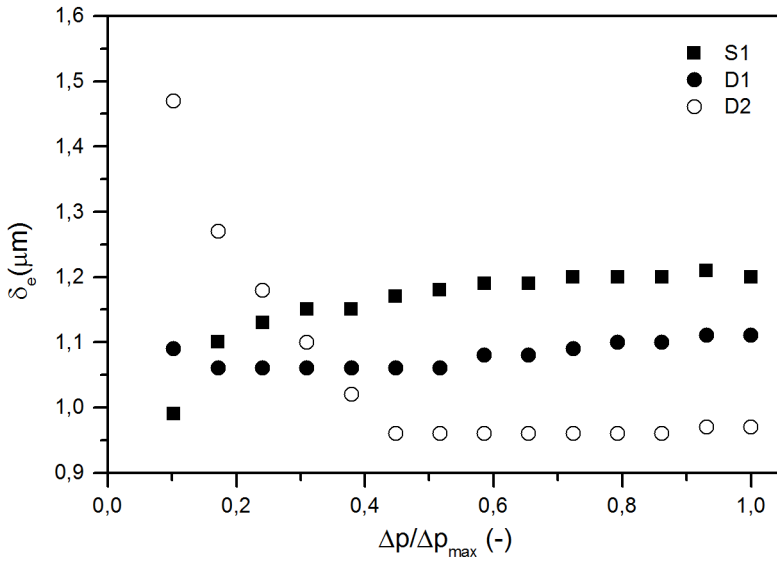


Figura 5.23 - Folga na válvula sem flexão.

A folga de quina não é um parâmetro suficiente para determinar a capacidade de vedação de uma válvula. Observa-se a partir dos resultados da Figura 5.20 para  $\Delta p/\Delta p_{max} = 1$  que a capacidade de vedação é na seguinte ordem  $D1 > D2 > S1$ , embora as folgas de quina  $(\delta_e)_{D2} > (\delta_e)_{S1} > (\delta_e)_{D1}$ , conforme mostra a Figura 5.22. Isso acontece porque a relação entre o raio interno e o externo do assento de válvula exerce grande influência sobre a capacidade de vedação, como discutido anteriormente.

Ao desconsiderar a deflexão na válvula, a folga ao longo do microcanal possui valor constante e igual a  $\delta_e$ . Seus valores são maiores quando comparados às folgas de quina com deflexão na válvula (Figuras 5.22 e 5.23). Por exemplo, para a maior diferença de pressão aplicada na válvula S1 as folgas de quina com e sem flexão são iguais a 0,17  $\mu\text{m}$  e 1,2  $\mu\text{m}$ , respectivamente.

Diferentemente do comportamento observado na Figura 5.22, as válvulas sem flexão não necessariamente têm o valor da folga diminuída com o aumento da diferença de pressão. A diminuição da folga nesse caso acontece de forma clara apenas na válvula D2. Nota-se que, quando não há deflexão na válvula, a folga da válvula de sucção S1 aumenta para maiores diferenças de pressão. Assim como nas válvulas com flexão, a folga de quina observada na Figura 5.23 não é o único parâmetro que afeta a capacidade de vedação da válvula.

## 5.5 INFLUÊNCIA DA DEFLEXÃO E DO FLUIDO REFRIGERANTE SOBRE O VAZAMENTO

As Figuras 5.24 a 5.26 apresentam valores da folga entre a válvula e o assento em função da coordenada adimensional  $0 \leq X \leq 1$  (definida na seção 4.1) devido à flexão da válvula, para as válvulas S1, D1 e D2 em três valores de  $\Delta p/\Delta p_{max}$ .

A folga de quina está localizada na borda do orifício no assento ( $X = 1$ ). Nota-se que, para  $\Delta p/\Delta p_{max} = 1$ , ou seja, para o valor máximo de diferença de pressão aplicado na válvula, a folga na borda externa do assento ( $X = 0$ ) pode ser maior que  $300\delta_e$ . Por exemplo, a folga na válvula D2 varia de 0,11 a 42,6  $\mu\text{m}$  ao longo de  $X$  para a máxima diferença de pressão. Nota-se também que, quando a diferença de pressão na válvula é pequena, a variação da folga com  $X$  também é pequena. A folga de D1 varia de 0,6 a 2,3  $\mu\text{m}$  quando  $\Delta p/\Delta p_{max} = 0,1$ , por exemplo.

A equação (4.1) permite fazer uma análise mais detalhada sobre a deflexão da válvula. As três amostras de válvulas são do mesmo material,

com espessura igual; portanto, a variação do valor da folga ao longo de  $X$ , para um mesmo  $\Delta p/\Delta p_{max}$ , é diferente para as três válvulas somente devido às dimensões  $r_o$  e  $r_d$ . Quanto menor o raio interno e o comprimento do canal formado entre válvula e assento ( $r_d - r_o$ ), menor é a flexão, como é o caso da válvula D1 comparada às válvulas S1 e D2.

Para analisar o efeito da flexão da válvula no vazamento, os valores de folgas de quina obtidos na Figura 5.22 são inseridos no modelo numérico, mas assumindo válvula sem flexão. Os resultados são apresentados na Figura 5.27, com a vazão sendo adimensionalizada pelo vazamento encontrado na condição de máxima diferença de pressão na válvula S1 (assim como realizado nas Figuras 5.20 e 5.21). As vazões mássicas reportadas na Figura 5.27 são entre 0,2% e 19,8% do vazamento na válvula com deflexão submetida às mesmas diferenças de pressão, indicando que válvulas mais rígidas vedam melhor.

Todas as medições neste trabalho foram realizadas com nitrogênio. Porém, com as folgas de quina calculadas e apresentadas na Figura 5.22, pode-se utilizar o modelo numérico para estimar o vazamento que haveria nessas válvulas com diferentes fluidos refrigerantes. Os resultados dessa análise são apresentados na Figura 5.28. As pressões aplicadas a montante das válvulas nos experimentos são diferentes daquelas utilizadas com fluidos refrigerantes em alguns compressores. Nota-se que o nitrogênio é o fluido que resulta menor vazamento, um aspecto também observado em dados experimentais de Silva *et al.* (2016) para escoamento em microtubo, apresentados na Figura 4.5.



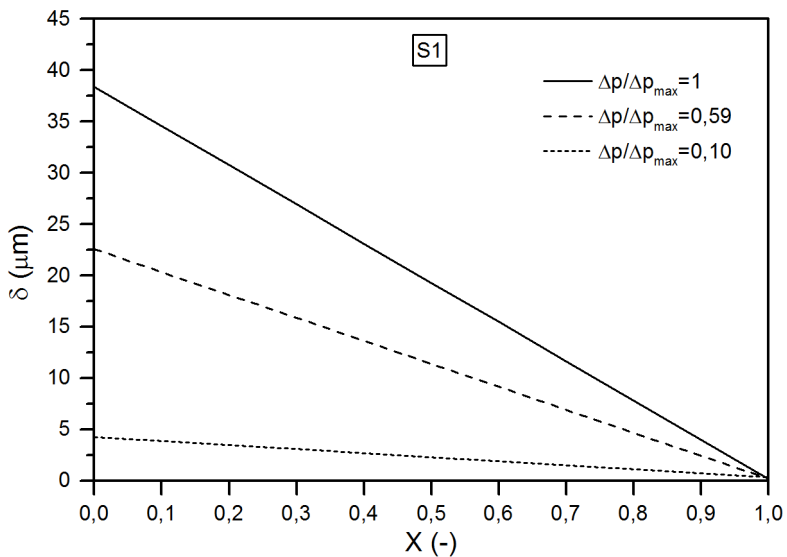


Figura 5.24 - Perfil da folga na válvula S1.

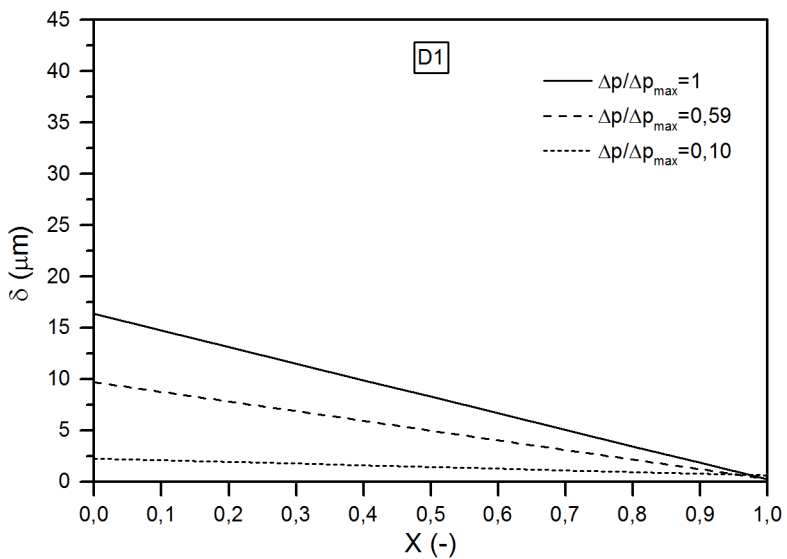


Figura 5.25 - Perfil da folga na válvula D1.

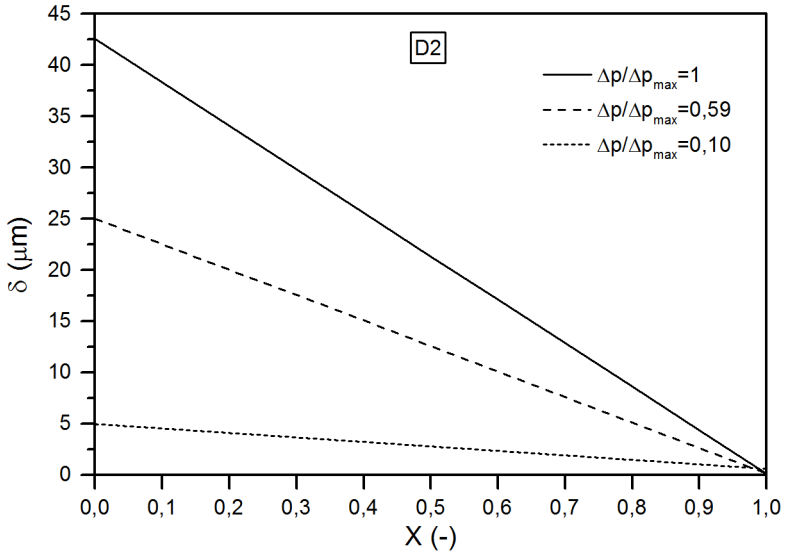


Figura 5.26 - Perfil da folha na válvula D2.

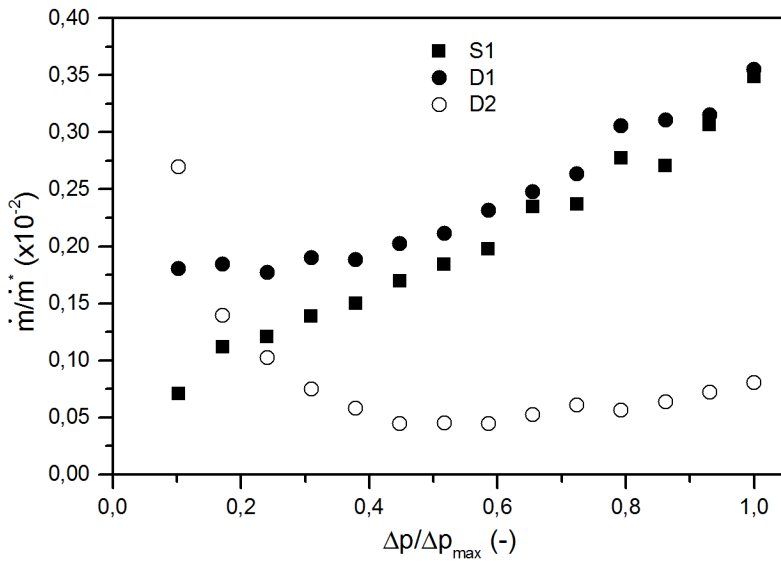


Figura 5.27 - Vazamento numérico quando não há deflexão na válvula.

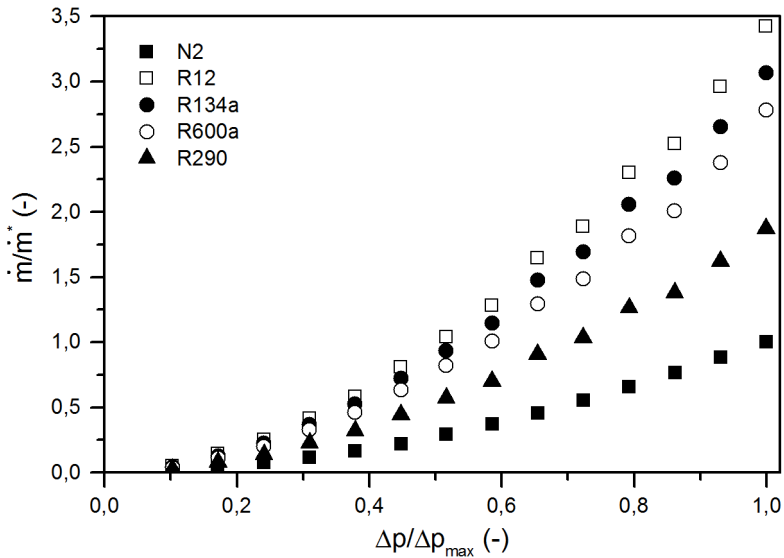


Figura 5.28 - Vazamento de fluido refrigerante na válvula S1 obtidos do modelo numérico.

## 5.6 CARACTERIZAÇÃO DO REGIME DO ESCOAMENTO EM VÁLVULAS

Com o modelo numérico validado e com estimativas da folga nas três válvulas, pode-se caracterizar o escoamento a partir de resultados de números de Reynolds, Mach e Knudsen na entrada e na saída do canal formado pelas folgas.

O número de Reynolds na entrada e saída do microcanal é apresentado nas Figuras 5.29 e 5.30, respectivamente. Seus valores são muito pequenos, o que concorda com a hipótese de escoamento em regime laminar adotada por Silva (2012). Na entrada do microcanal, quanto maior a diferença de pressão, maior a densidade, velocidade do gás e diâmetro hidráulico, portanto, o número de Reynolds cresce. Na saída do microcanal, o número de Reynolds cresce principalmente devido ao aumento da velocidade do gás que compensa a diminuição no diâmetro hidráulico, cuja magnitude está relacionada à folga de quina.

As Figuras 5.31 e 5.32 apresentam o número de Mach na entrada e na saída da válvula, respectivamente. Nota-se que para as válvulas S1 e D1, o número de Mach na entrada do microcanal cresce quando

$\Delta p/\Delta p_{max}$  aumenta e em D2 esse número decresce. Isso acontece porque o número de Mach depende da velocidade do gás na entrada do microcanal. Uma vez que a válvula D2 flete mais do que a válvula D1, conforme observado nas Figuras 5.25 e 5.26, sua área de entrada é maior e, com densidades e vazamentos similares, resulta em menor velocidade. Na saída do microcanal, o número de Mach aumenta com a diferença de pressão  $\Delta p/\Delta p_{max}$ , atingindo a condição de escoamento sônico ( $M = 1$ ) em todas as válvulas.

As Figuras 5.33 e 5.34 apresentam o número de Knudsen na entrada e saída da folga válvula-assento, respectivamente. Nota-se que na entrada do microcanal o número de Knudsen,  $Kn$ , nas três válvulas indica escoamento no regime do contínuo. Porém, na saída das válvulas S1 e D1 o escoamento ocorre com escorregamento nas paredes. No caso da válvula D2, o escoamento com escorregamento ocorre para  $\Delta p/\Delta p_{max}$  baixos e escoamento de transição é previsto quando  $\Delta p/\Delta p_{max} > 0,4$ . Esses resultados justificam a correção feita no coeficiente de atrito do modelo numérico. A variação do número de Knudsen com o aumento da diferença de pressão observada nas Figuras 5.33 e 5.34 pode ser melhor compreendida com o auxílio da equação 4.10, ao se observar que o seu valor é determinado pela razão entre o número de Mach e o número de Reynolds.

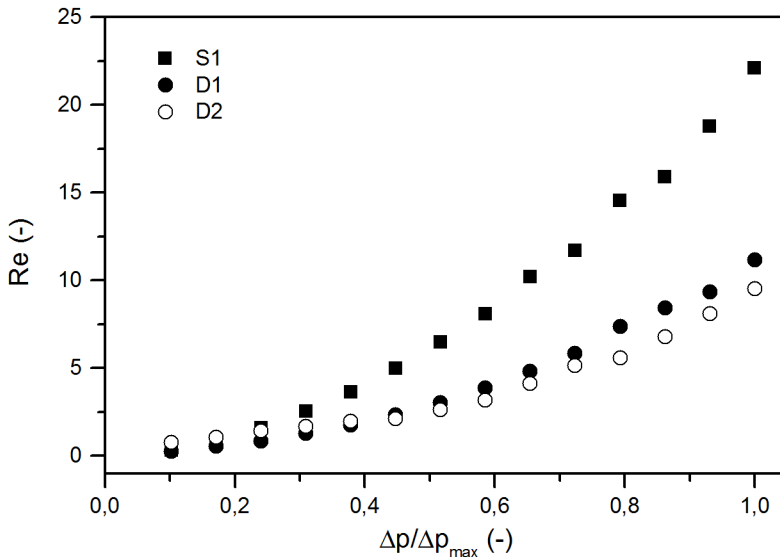


Figura 5.29 -  $Re$  na entrada do microcanal.

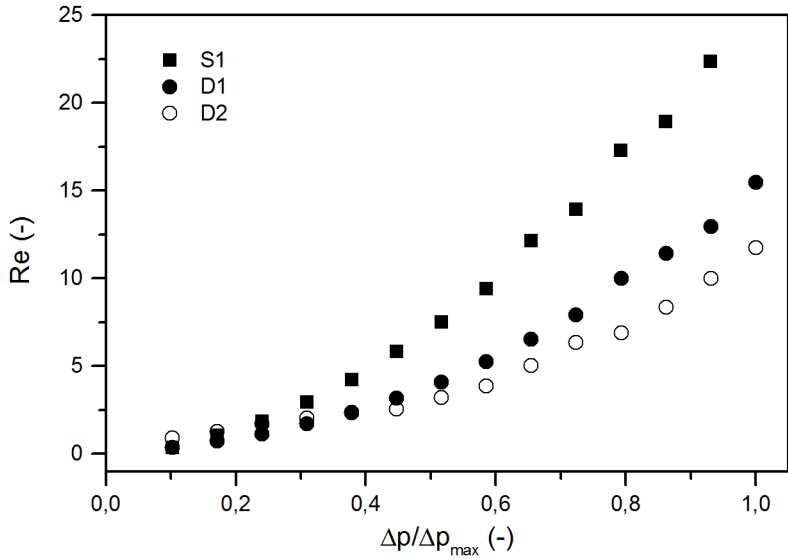


Figura 5.30 -  $Re$  na saída do microcanal.

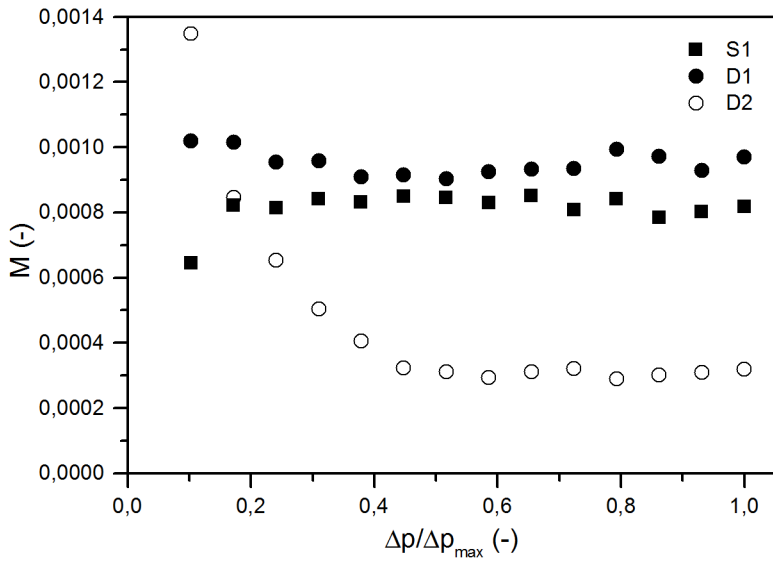


Figura 5.31 -  $M$  na entrada do microcanal.

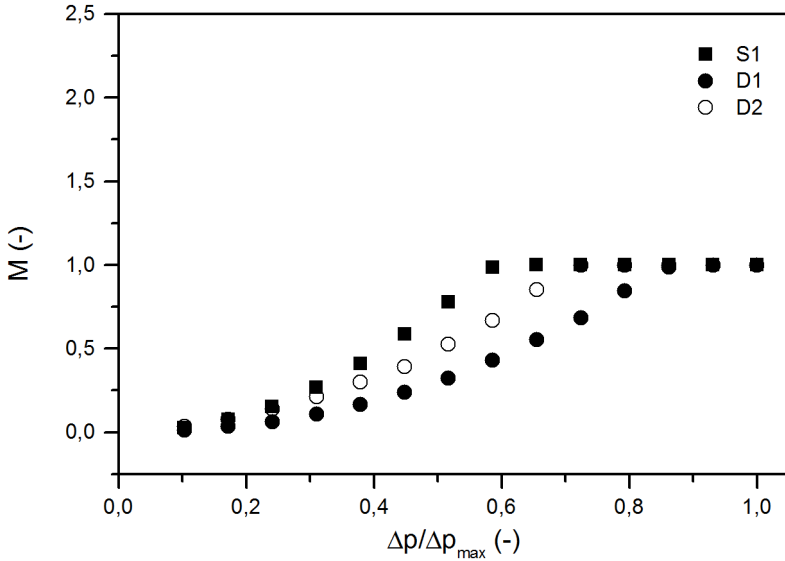


Figura 5.32 -  $M$  na saída do microcanal.

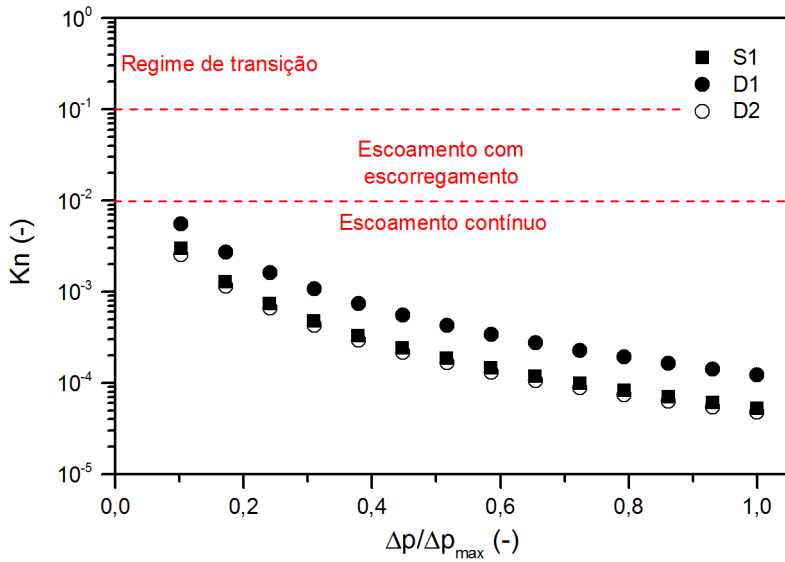
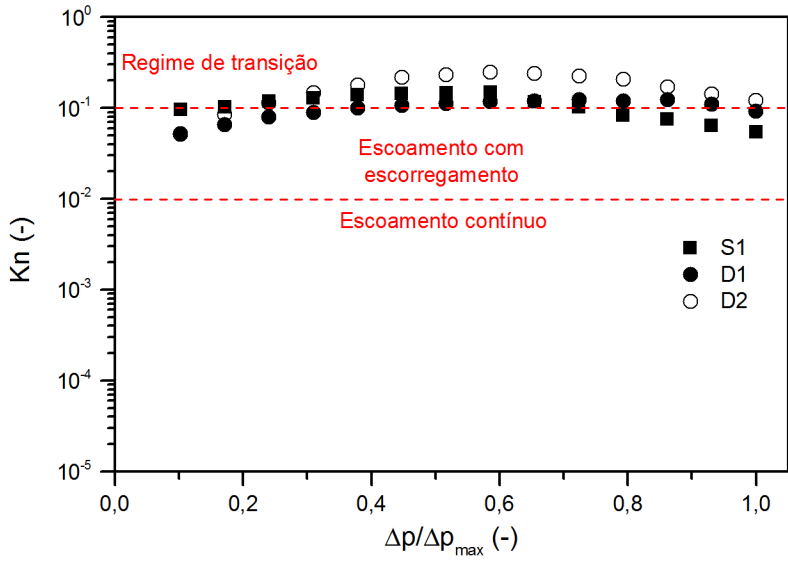


Figura 5.33 -  $Kn$  na entrada.

Figura 5.34 -  $Kn$  na saída do microcanal.

## 6 CONCLUSÃO

Este trabalho avaliou o vazamento em válvulas de compressores através de medições feitas com uma bancada experimental, complementadas com resultados de um modelo numérico desenvolvido por Silva (2012). O vazamento foi medido em três projetos diferentes de válvula do tipo palheta. Observando-se os valores de vazão mássica medidos nas válvulas, cuja incerteza ficou entre 5% e 9%, foi possível avaliar comparativamente a capacidade de vedação de cada válvula. Além disso, o modelo numérico desenvolvido por Silva (2012) foi validado com os dados experimentais de escoamento em microcanais de Silva *et al.* (2016) e empregado para estimar a folga nas três válvulas.

É importante mencionar que as diferenças de pressão aplicadas às válvulas neste trabalho são valores típicos encontrados no funcionamento de compressores. Porém, a pressão a montante e a jusante da folga no experimento são diferentes daquelas observadas durante o funcionamento de um compressor. Para os valores de diferença de pressão aplicados nas válvulas, observou-se que  $(\dot{m}_v)_{S1} > (\dot{m}_v)_{D2} > (\dot{m}_v)_{D1}$ ; portanto, a válvula D1 possui a melhor vedação entre as três.

Ao observar as dimensões dos sistemas de válvulas avaliados experimentalmente, percebeu-se que, quanto maior a razão entre o raio externo e interno  $r_d/r_o$ , menor o vazamento. Essa mesma relação foi reportada por Silva (2012) ao avaliar numericamente o vazamento nas válvulas.

Os resultados mostram que a folga na quina do orifício do assento diminui com o aumento da diferença de pressão aplicada na válvula, com valores entre 0,11 e 0,61  $\mu\text{m}$ . Isso sugere um efeito de acomodação da válvula na borda interna do assento à medida que a diferença de pressão na válvula aumenta. Por outro lado, a deflexão da válvula devido a essa diferença de pressão aumenta consideravelmente o vazamento. Em válvulas sem deflexão, o vazamento calculado numericamente foi reduzido para valores entre 0,2% e 19,8% do vazamento com deflexão.

Quanto ao regime de escoamento, os resultados deste trabalho indicam que o número de Reynolds na folga entre válvula e assento é menor do que 30, validando a hipótese de escoamento laminar adotada no modelo de Silva (2012). Além disso, observou-se que o escoamento nas folgas das três válvulas pode alcançar a condição de escoamento sônico ( $M = 1$ ). Finalmente, valores de número de Knudsen indicaram que o vazamento pode ocorrer nos regimes do contínuo, de escoamento com escorregamento e de transição.



## 6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Apesar de alcançar os objetivos propostos neste trabalho, as seguintes sugestões podem complementar os resultados aqui apresentados:

(i). Realizar as medições de vazamento em válvulas com maior controle da temperatura do gás no reservatório. Esse controle diminuiria a dispersão das medições, aumentando a repetibilidade do experimento. O controle da temperatura deve ser suficiente para permitir negligenciar a influência da variação de temperatura com o tempo ( $dT_r/dt$ ) no vazamento;

(ii). Garantir o amaciamento pleno da válvula antes de medir seu vazamento, pois as válvulas analisadas neste trabalho apresentaram diminuição do vazamento ao longo dos testes;

(iii). Diminuir o vazamento secundário para que este possa ser negligenciável no cálculo do vazamento na válvula, a fim de reduzir o tempo necessário para a medição do vazamento na válvula, além de reduzir sua incerteza;

(iv). Introduzir ajustes no modelo de Silva (2012) para adequá-lo à análise de vazamentos em que o escoamento ocorre no regime de transição, uma vez que os resultados deste trabalho mostraram a existência desse regime em algumas condições;

(v). Medir o vazamento em válvulas utilizando fluido refrigerante;

(vi). Verificar a influência do óleo lubrificante no vazamento de válvulas;

(vii). Verificar a influência dos vazamentos medidos experimentalmente na eficiência do compressor.

---

**REFERÊNCIAS**

ANDERSON, J. M.; MOORMAN, M.; BROWN, J. R.; HOCHREIN, J. M.; THORNBERG, S.; ACHYUTHAN, K. E.; GALLIS, M. A.; TORCZYNSKI, J. R.; KHRAISHI, T.; MANGINELL, R. P. Isothermal mass flow measurements in microfabricated rectangular channels over a very wide Knudsen range. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v.24, p.055013, 2014.

ARKILIC, E. B. Gaseous Flow in Micon-Sized Channels. Dissertação (Mestrado) – Massachussets Institute of Technology – MIT, 1994.

ARKILIC, E. B.; BREUER, K. S.; SCHMIDT, M. A. Mass flow and tangential momentum accommodation in silicon micromachined channels. *Journal of Fluid Mechanics*, v.437, p.29-43, 2001.

BECKER, U.; BENTOUATI, D.; BERGOGLIO, M.; BOINEAU, F.; JITSCHIN, W.; JOUSTEN, K.; MARI, D.; PRAZAK, D.; VICAR, M. Realization, characterization and measurement of standard leak artefacts. *Measurement*, v.61, p.249-256, 2015.

BERGOGLIO, M.; CALCATELLI, A.; RUMIANO, G. Gas flowrate measurements for leak calibration. *Vacuum*, v.46, p.763-765, 1995.

BIRD, G. *Molecular Gas Dynamics and the Direct Simulation of Gas Flows*. Oxford: Clarendon Press, 1994.

COLIN, S.; LALONDE, P.; CAEN, R. Validation of a second-order slip flow model in rectangular microchannels. *Heat Transfer Engineering*, v.25, p.23-30, 2004.

CELATA, G. P.; CUMO, M.; MCPHAIL, S. J.; TESFAGABIR, L.; ZUMMO, G. Experimental study on compressible flow in microtubes. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v.28, p.28-36, 2007.

ELHAJ, M.; GU, F.; BALL, A. D.; ALBARBAR, A.; AL-QATTAN, M.; NAID, A. Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.22, p.374-389, 2008.

EWART, T.; PIERRE P.; GRAUR I.; MÉOLANS, J. G. Mass flow rate measurements in gas micro flows. *Experiments in Fluids*, v.41, p.487-498, 2006.

FERREIRA, R. T. S; LILIE, D. E. B. Evaluation of the Leakage Through the Clearance Between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p.424, 1984.

FUJIWARA, M.; KAZAMA, T.; GUNJI, Y. Reciprocating Air Microcompressor. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p.1081, 1996.

FUJIWARA, M.; KAZAMA, T. Performance Improvement of a Reciprocating Air Microcompressor. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p.1328, 1998.

GRAUR, I. A.; PERRIER, P.; GHOZLANI, W.; MÉOLANS, J. G. Measurements of tangential momentum accommodation coefficient for various gases in plane microchannel. *Physics of Fluids*, v.21, p.102004, 2009.

HADJ-NACER M.; PERRIER, P.; MÉOLANS, J. G.; GRAUR, I.; WÜEST, M. Experimental study of the gas flows through channels with circular cross sections. *1<sup>st</sup> European Conference on Gas Micro Flows*, 2012. CS362.

JOUSTEN, K.; MENZER, H.; NIEPRASCHK, R. A new fully automated gas flowmeter at the PTB for flow rates between  $10^{-13}$  mol/s and  $10^{-6}$  mol/s. *Metrologia*, v.39, p.519-529, 2002.

MACHU, E. H. How Leakage in Valves Can Influence the Volumetric and Isentropic Efficiencies of Reciprocating Compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p739, 1990.

MACHU, E. H. Reciprocating Compressor Diagnostics, Detecting Abnormal Conditions from Measure Indicator Cards. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p.806, 1996.

---

MCCULLOH, K. E.; TILFORD, C. R.; EHRLICH, C. D.; LONG, F. G. Lowrange flowmeters for use with vacuum and leak standards. *Journal of Vacuum Science & Technology A*, v.5 p376, 1987.

MCGOVERN, J. A. Utilization of Volumetric Displacement in Reciprocating Compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p.713, 1990.

MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. *Applied Statistics and Probability for Engineers*. John Wiley & Sons, Inc., 2011, 768 p.

NAMDEO, R.; MANEPATIL, S.; SARASWAT, S. Detection of Valve Leakage in Reciprocating Compressor Using Artificial Neural Network (ANN). *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p.1257, 2008.

PANDEYA, P. N.; SOEDEL, W. A Generalized Approach Towards Compressor Performance Analysis. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p.257, 1978.

PÉREZ-SEGARRA, C. D.; RIGOLA, J.; SÓRIA, M.; OLIVA, A. Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, v.28, p.579-593, 2005.

PITAKARNNOP, J.; STELIOS, V.; VALOUGEORGIS, D.; GEOFFROY, S.; BALDAS, L.; COLIN, S. A novel experimental setup for gas microflows. *Microfluid Nanofluid*, v.8, p.57-72, 2010.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. A Review of Household Compressor Energy Performance. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 2004. C067.

SHAAF, S. A.; CHAMBRÉ, P. L. *Flow of Rarefied Gases*. New York: Princeton University Press, 1961.

SILVA, L. R. Modelagem do Vazamento de Gás em Válvulas Automáticas de Compressores. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

SILVA, L. R.; DESCHAMPS C. J. Modeling of gas leakage through compressor valves. *International Journal of Refrigeration*, v.53, p.195-205, 2015.

SILVA, L. R.; ROJAS-CARDENAS, M.; DESCHAMPS C. J. Experimental analysis of velocity slip at the wall for gas flows of nitrogen, r134a, and r600a through a metallic microtube. *International Journal of Refrigeration*, v.66, p.121-132, 2016.

WOODS, L. C. *An Introduction to the Kinetic Theory of Gases and Magnetoplasmas*. Oxford Science Publication, 1993.

**APÊNDICE A - VOLUME DE R2**

A Tabela A.1 apresenta os resultados de medição da massa do reservatório secundário com e sem água ( $m_{2a}$  e  $m_2$ ). A resolução da balança utilizada para aferir a massa  $R_m$  é 0,01 kg. A incerteza-padrão do valor de massa medido  $u(m)$  é a combinação da incerteza-padrão devido à resolução da balança  $u(R_m)$  e dispersão das medições  $\sigma(\bar{m})$ . Portanto,

$$u^2(m) = u^2(R_m) + \sigma^2(\bar{m}), \tag{A.1}$$

onde

$$u(R_m) = \frac{R_m}{2\sqrt{3}}. \tag{A.2}$$

Tabela A.1 - Massa do reservatório secundário com e sem água.

#	$m_2$ (kg)	1 $m_{2a}$ (kg)	2 $m_{2a}$ (kg)	3 $m_{2a}$ (kg)	4 $m_{2a}$ (kg)	5 $m_{2a}$ (kg)
<b>1</b>	1010,00	1300,46	1301,07	1300,88	1301,18	1301,28
<b>2</b>	1010,01	1300,46	1301,07	1300,88	1301,18	1301,28
<b>3</b>	1010,01	1300,46	1301,06	1300,88	1301,17	1301,27
<b>4</b>	1010,01	1300,46	1301,06	1300,87	1301,18	1301,27
<b>5</b>	1010,01	1300,45	1301,05	1300,87	1301,17	1301,26
<b>6</b>	1010,01	1300,45	1301,05	1300,87	1301,07	1301,26
<b>7</b>	1010,01	1300,44	1301,06	1300,87	1301,17	1301,25
<b>8</b>	1010,01	1300,44	1301,05	1300,87	1301,17	1301,25
<b>9</b>	1010,01	1300,44	1301,04	1300,86	1301,17	1301,24
<b>10</b>	1010,01	1300,43	1301,04	1300,86	1301,17	1301,24
$\bar{m}$ (kg)	1010,01	1300,45	1301,06	1300,87	1301,16	1301,26
$\sigma(\bar{m})$ (kg)	0,001	0,003	0,003	0,002	0,01	0,005
$v_{Re\ m}$ (-)	9	9	9	9	9	9
$u(m)$ (kg)	0,003	0,004	0,004	0,004	0,01	0,005
$v_m$ (-)	784	25	26	57	10	17

A densidade da água na temperatura ambiente do laboratório é aproximadamente 997600 kg/m<sup>3</sup>. Esse valor de densidade foi utilizado para calcular o volume do reservatório secundário ( $V_2$ ) pela equação (5.7). A média dos valores de  $V_2$  apresentada na Tabela A.2 é o valor do volume do reservatório secundário utilizado nas equações da seção 5.2.2. As Tabelas A.3 a A.5 apresentam as pressões e temperaturas utilizadas na equação (5.11) para calcular o volume do reservatório.

Tabela A.2 - Obtenção do volume de R2.

#	$m_a$ (kg)	$u(m_a)$ (kg)	$v_{m_a}$ (-)	$V_2$ (10 <sup>-4</sup> m <sup>3</sup> )	$u(V_2)$ (10 <sup>-4</sup> m <sup>3</sup> )	$v_{V_2}$ (-)
1	290,44	0,005	54	2,91	$5 \times 10^{-5}$	54
2	291,05	0,005	56	2,92	$5 \times 10^{-5}$	56
3	290,86	0,005	156	2,92	$5 \times 10^{-5}$	156
4	291,15	0,011	12	2,92	$10 \times 10^{-5}$	12
5	291,25	0,006	28	2,92	$6 \times 10^{-5}$	28
		$\bar{V}_2$ (10 <sup>-4</sup> m <sup>3</sup> )		2,92		
		$u(\bar{V}_2)$ (10 <sup>-4</sup> m <sup>3</sup> )		$3 \times 10^{-5}$		
		$v_{\bar{V}_2}$ (-)		297232		

Tabela A.3 - Volume do reservatório medido na válvula S1.

#	$p_2$ (bar)	$p_1$ (bar)	$p_3$ (bar)	$\bar{T}$ (°C)	$V_r$ ( $\times 10^{-4}$ m <sup>3</sup> )
1	2,88	4,97	4,24	21,0	5,44
2	2,93	5,18	4,40	21,0	5,44
3	3,04	5,05	4,35	21,0	5,44
4	3,01	4,97	4,29	21,1	5,44
5	2,97	5,01	4,30	20,9	5,46
6	3,05	6,10	5,03	21,2	5,45
7	3,05	6,09	5,03	21,1	5,43
8	3,10	5,98	4,98	21,1	5,43
				$\bar{V}_r$ ( $\times 10^{-4}$ m <sup>3</sup> )	5,44
				$u(\bar{V}_r)$ ( $\times 10^{-4}$ m <sup>3</sup> )	0,0038

Tabela A.4 - Volume do reservatório medido na válvula D1.

#	$p_2$ (bar)	$p_1$ (bar)	$p_3$ (bar)	$\bar{T}$ (°C)	$V_r$ ( $\times 10^{-4}m^3$ )
1	3,01	4,98	4,28	20,8	5,21
2	3,02	5,16	4,39	20,6	5,21
3	2,99	5,02	4,29	20,6	5,22
4	2,97	5,02	4,28	20,5	5,21
5	2,87	5,01	4,24	20,4	5,22
6	2,98	5,01	4,28	20,3	5,22
7	3,03	5,04	4,32	20,6	5,24
8	3,02	5,02	4,31	20,8	5,24
				$\bar{V}_r$ ( $\times 10^{-4}m^3$ )	5,22
				$u(\bar{V}_r)$ ( $\times 10^{-4}m^3$ )	0,0039

Tabela A.5 - Volume do reservatório medido na válvula D2.

#	$p_2$ (bar)	$p_1$ (bar)	$p_3$ (bar)	$\bar{T}$ (°C)	$V_r$ ( $\times 10^{-4}m^3$ )
1	3,15	5,04	4,36	21,1	5,18
2	2,88	5,02	4,25	20,4	5,22
3	3,08	5,00	4,31	20,4	5,21
4	3,06	5,10	4,37	20,2	5,19
5	2,98	4,98	4,27	20,1	5,21
6	3,08	5,07	4,36	20,0	5,21
7	4,06	6,09	5,36	19,9	5,19
8	4,06	6,02	5,30	20,3	5,10
				$\bar{V}_r$ ( $\times 10^{-4}m^3$ )	5,19
				$u(\bar{V}_r)$ ( $\times 10^{-4}m^3$ )	0,0134



## APÊNDICE B – TÉCNICAS DE MEDIÇÃO INDIRETA DE VAZÃO MÁSSICA

Este apêndice apresenta os principais métodos de medição indireta de vazão mássica em microcanais, que são o método da gota, método da pressão constante e método do volume constante (tanque simples ou duplo). A vazão mássica pode ser expressa de forma genérica por:

$$\dot{m} = dm/dt . \quad (\text{B.1})$$

Se o gás for considerado ideal, a equação (B.1) resulta em:

$$\dot{m} = -\frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} - \frac{V}{RT} \frac{dp}{dt} + \frac{pV}{RT^2} \frac{dT}{dt} . \quad (\text{B.2})$$

Considerando as três variáveis: Volume  $V$ , pressão  $p$  e temperatura  $T$ , se duas delas forem mantidas constantes, a equação (B.2) pode ser simplificada e a vazão mássica pode ser calculada com baixo erro de propagação. Na prática, é impossível manter duas das três variáveis constantes. Portanto, para simplificar a equação (B.2), deve-se minimizar as flutuações de duas variáveis ao longo do tempo.

O método da gota usa uma pipeta com diâmetro interno bem definido para medir a vazão volumétrica. Essa pipeta também deve conter uma escala precisa para poder avaliar o deslocamento da gota causado pelo gás escoando no microcanal. Considerando pressão e temperatura do gás no reservatório constantes, e monitorando-se a posição da gota na pipeta ao longo do experimento, pode-se calcular a vazão mássica do gás com uma forma simplificada da equação (B.2):

$$\dot{m} = -\frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} = -\frac{p}{RT} \frac{\pi d_p^2}{4} \frac{\Delta l}{\Delta t} , \quad (\text{B.3})$$

onde  $d_p$  é o diâmetro da pipeta e  $\Delta l$  é o deslocamento da gota durante o intervalo de tempo  $\Delta t$ . A Figura B.1 ilustra os principais elementos usados no método da gota, sendo eles: um reservatório a montante do microcanal (Reservatório 1), um reservatório a jusante do microcanal (Reservatório 2), ambos com suas pressões e temperaturas monitoradas, e uma pipeta com escala contendo uma gota líquida em seu interior.

Esse método é adequado para projetos com baixos orçamentos, pois não requer sensores caros. Entretanto, deve ser usado com pressões

de operação relativamente altas, pois a gota líquida pode evaporar, comprometendo as medições.

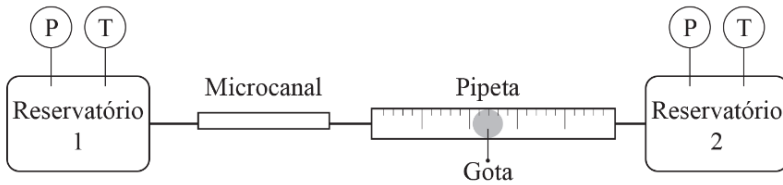


Figura B.1 - Principais elementos do método da gota.

No método da pressão constante, o gás dentro de um reservatório é mantido a uma pressão constante enquanto escoar por um microcanal. A pressão é mantida constante através da variação do volume do reservatório. Considerando um experimento com temperatura constante, a vazão mássica pode ser medida por:

$$\dot{m} = - \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt}. \tag{B.4}$$

A Figura B.2 ilustra os principais elementos para a execução dessa técnica de medição.

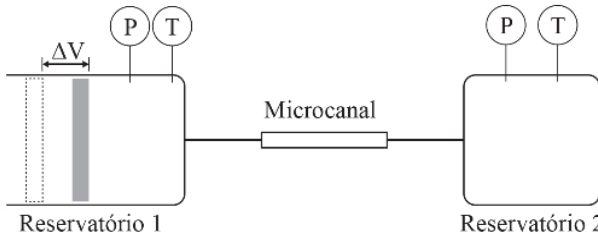


Figura B.2 - Principais elementos do método da pressão constante.

O método do volume constante com tanque simples é comumente utilizado em experimentos que avaliam microescoamentos. Seu funcionamento consiste em monitorar a variação da pressão decorrente do escoamento de gás através de um microcanal. A Figura B.3 ilustra os principais elementos deste método, onde os reservatórios a montante e a jusante possuem volumes fixos e suas pressões e temperaturas são monitoradas por transdutores. Normalmente, no método do volume constante, a temperatura é controlada e pode ser considerada constante

durante o experimento. Com essas considerações, a equação (B.2) pode ser reescrita como:

$$\dot{m} = -\frac{V}{RT} \frac{dp}{dt}. \quad (\text{B.5})$$

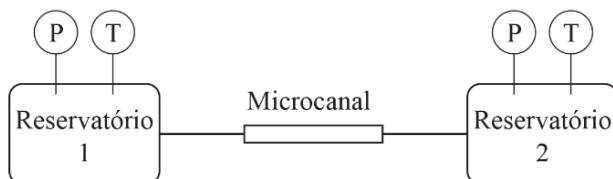


Figura B.3 - Principais elementos do método do volume constante.

A necessidade de medir vazões mássicas cada vez menores com medições menos suscetíveis às oscilações de temperatura do gás no reservatório levaram Arkilic (1994) a introduzir um novo sistema de medição baseado no método do volume constante. Esse novo sistema utiliza dois tanques distintos no reservatório a montante e um tanque no reservatório a jusante. Os principais elementos desse método estão representados no esquema da Figura B.4. Esse método de medição atenua a alta sensibilidade à taxa de variação de temperatura que o método do volume constante utilizando apenas um só tanque a montante pode apresentar, principalmente quando o vazamento é pequeno e as pressões no reservatório são altas.

Ao invés de medir a mudança na pressão absoluta do gás no reservatório a montante, esse novo método monitora a diferença de pressão entre dois tanques acoplados termicamente. Os dois tanques possuem funções distintas e são denominados tanque do sistema e tanque de referência. O tanque do sistema é pressurizado e vaza pelo microcanal, enquanto que o tanque de referência permanece a uma pressão constante, pois não vaza. Se o tanque de referência e o tanque do sistema possuírem massas térmicas parecidas e acopladas, a sensibilidade à taxa de variação de temperatura é aliviada. Arkilic (1994) realizou o acoplamento térmico colocando os tanques em contato e preenchendo espaços vazios com pasta térmica. Com isso, a sensibilidade térmica foi aliviada e a taxa de variação de temperatura ( $dT/dt$ ) permitida para considerar o experimento isotérmico aumentou de  $8 \times 10^{-5}$  para  $8 \text{ }^\circ\text{C/s}$ . O escoamento no microcanal para esse método é calculado por:

$$\dot{m} = \frac{V_s}{RT_s} \frac{d\Delta p_r}{dt} - \frac{\Delta p_r V_s}{RT_s^2} \frac{dT_s}{dt}, \tag{B.6}$$

em que

$$\Delta p_r = p_r - p_s. \tag{B.7}$$

Onde o subscrito *s* refere-se ao gás dentro do tanque do sistema e *r* dentro do tanque de referência.

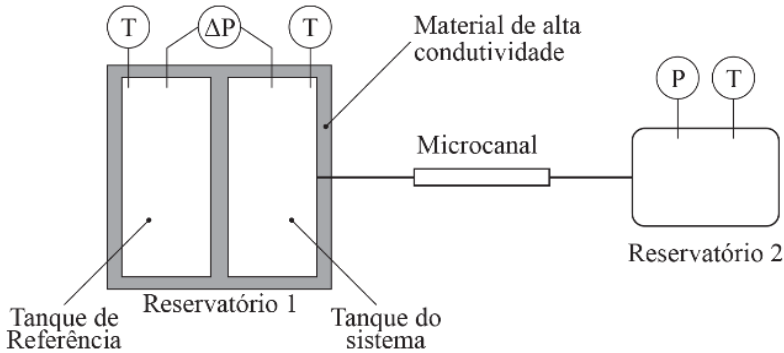


Figura B.4 - Principais elementos do método do volume constante com tanque duplo.

## APÊNDICE C - CALIBRAÇÃO E CORREÇÃO

As Figura C.1 e C.2 ilustram a curva de calibração do transdutor de pressão e de correção do termopar, respectivamente. Os procedimentos de calibração estão descritos na seção 3.4 deste trabalho. O coeficiente de determinação para o ajuste da curva de pressão é  $r^2 = 1$  e para a curva de correção da temperatura é  $r^2 = 0,43$ .

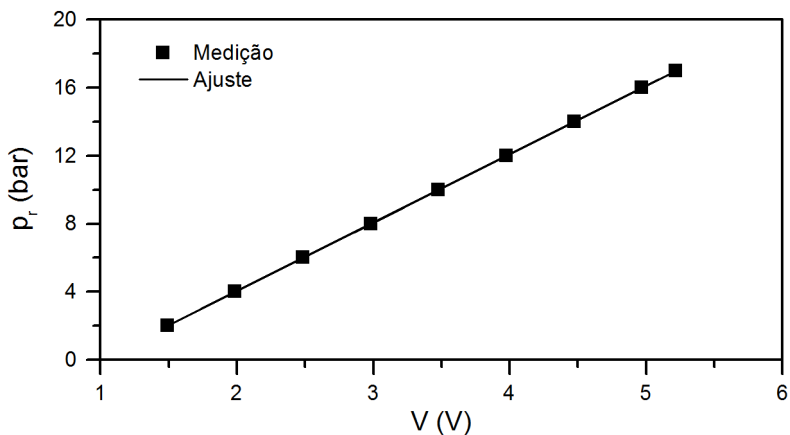


Figura C.1 - Calibração do transdutor de pressão.

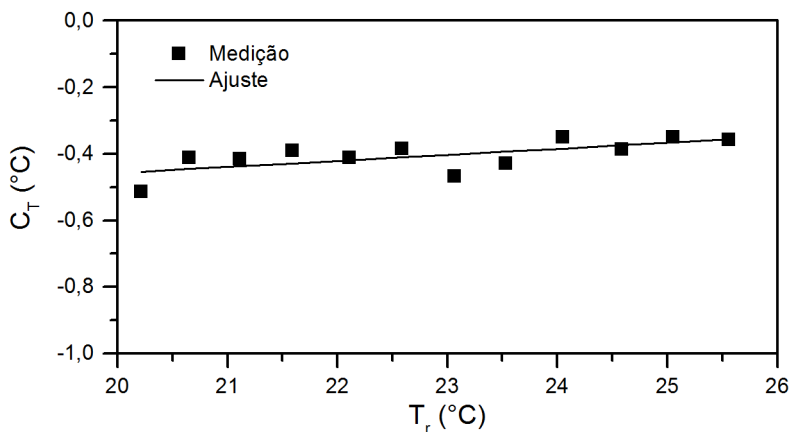


Figura C.2 - Curva de correção da temperatura.

## APÊNDICE D – INCERTEZAS DO VAZAMENTO TOTAL E SECUNDÁRIO

As Figuras D.1 e D.2 mostram os valores de incerteza relativa do vazamento total e secundário, respectivamente. Observa-se que a incerteza relativa do vazamento secundário é elevada, principalmente para as menores diferenças de pressão na válvula. Isso ocorre porque o erro do desvio térmico  $\varepsilon$  possui uma forte influência no valor da incerteza do vazamento secundário, como demonstrado na seção 5.2.3. A Figura 5.18 mostra que o erro devido ao desvio térmico é responsável por quase 100% da incerteza de medição de vazamentos secundários, elevando seu valor. Por outro lado, as medições de vazamento total possuem incertezas suficientemente pequenas, como demonstrado na Figura D.1.

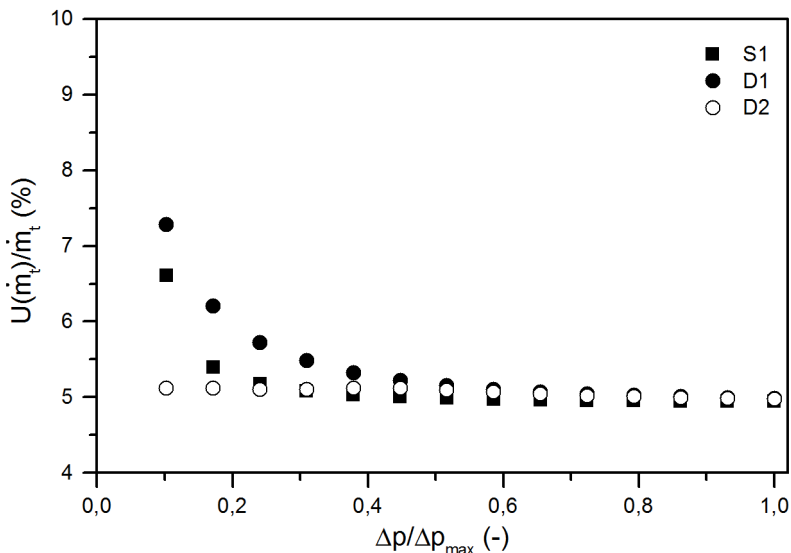


Figura D.1 - Incerteza relativa do vazamento total.

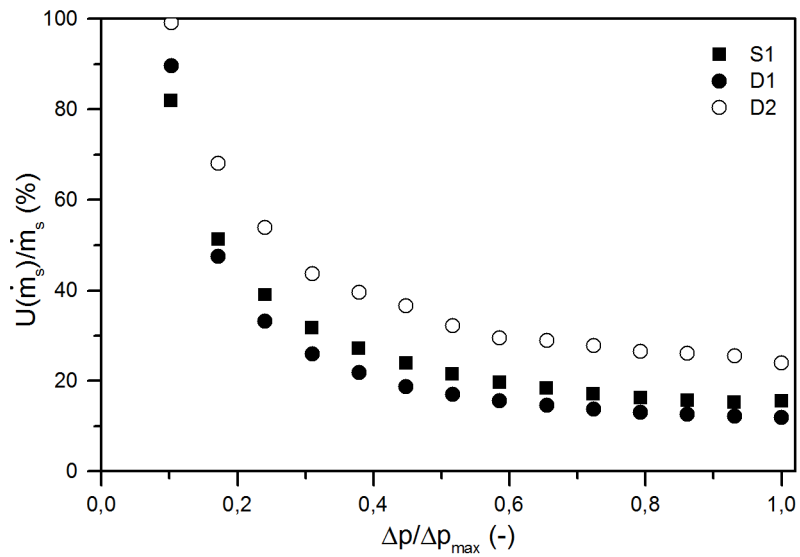


Figura D.2 - Incerteza relativa do vazamento secundário.