



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"  
Campus de Ilha Solteira

**FACULDADE DE ENGENHARIA**

Milton César Cavalheiro Júnior

Controle de Válvulas de Sucção de  
Compressores de Refrigeração Usando  
Limitador de Abertura

Ilha Solteira

2017

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JULIO DE MESQUITA FILHO"  
FACULDADE DE ENGENHARIA  
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA

**Milton César Cavalheiro Júnior**

**Controle de Válvulas de Sucção de  
Compressores de Refrigeração Usando  
Limitador de Abertura**

**Dissertação** apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**.

Área: Ciências Térmicas.

Prof. Dr. José Luiz Gasche

**Orientador**

Prof. Dr. Gustavo L. C. Manhães de Abreu

**Coorientador**

Ilha Solteira

2017

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

C376c Cavalheiro Júnior, Milton César.  
Controle de válvulas de sucção de compressores de refrigeração usando limitador de abertura / Milton César Cavalheiro Júnior. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2017  
69 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2017

Orientador: José Luiz Gasche

Co-orientador: Gustavo L. C. Manhães de Abreu

Inclui bibliografia

1. Refrigeração. 2. Compressor de refrigeração. 3. Válvula. 4. Controle. 5. Força restauradora. 6. Equilíbrio estático.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Câmpus de Ilha Solteira

**CERTIFICADO DE APROVAÇÃO**

**TÍTULO DA DISSERTAÇÃO:** Controle de Válvulas de Sucção de Compressores de Refrigeração usando Limitador de Abertura

**AUTOR:** MILTON CÉSAR CAVALHEIRO JÚNIOR

**ORIENTADOR:** JOSE LUIZ GASCHE

**COORDENADOR:** GUSTAVO LUIZ CHAGAS MANHAES DE ABREU

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA MECÂNICA, área: CIÊNCIAS TÉRMICAS pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. DOUGLAS DOMINGUES BUENO

Departamento de Matemática / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Dr. JONATAS FERREIRA LACERDA

Pesquisa e Desenvolvimento / Tecumseh do Brasil

Ilha Solteira, 20 de julho de 2017

Dedico este trabalho à minha família,  
em especial aos meus pais, Milton e Mara,  
à minha irmã Nathália e à minha namorada  
Camila, que sempre estiveram ao meu lado.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, por sempre estar presente em todos os momentos da vida.

Gostaria de agradecer aos meus pais, Milton e Mara, e minha irmã Nathália pela educação, carinho e incentivo recebidos em todos os momentos, o suporte para meu crescimento.

Agradeço meu amor Camila Dall'oca, que esteve sempre comigo, por todo o apoio, carinho e amor incondicional.

Agradeço ao restante da minha família, como tios e tias, primos e primas, aos meus avós, em especial ao "Deva", que foram de extrema importância nessa longa caminhada da minha vida.

Ao meu professor orientador José Luiz Gasche pela paciência e orientação e todos os conselhos durante minha carreira acadêmica, assim como exemplo de profissionalismo e honestidade.

Aos funcionários da Unesp que fizeram parte da minha vida acadêmica, durante todo período de graduação e pós-graduação, em destaque ao técnico Edvaldo "Quati". Aos professores que estiveram envolvidos diretamente e indiretamente neste trabalho, em destaque o professor Dr. Gustavo Luiz Chagas Manhães de Abreu, que durante um longo tempo ajudou efetivamente nas minhas pesquisas.

A todos os meus amigos que conheci durante a carreira acadêmica, em especial ao André que abdicou de seu tempo com as ajudas em laboratório, aos amigos de república, Fernando (champs), Adriel (sereia), Bruno (ronaldão), Lucas (jacaré), Juan (marica), Mario e a muitos outros que não conseguirei citar aqui.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica e a Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista, que me proporcionou um nível de conhecimento desejado por muitos.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo suporte financeiro, que possibilitou a execução deste trabalho com dedicação exclusiva.

“Acredite que você pode, assim você já está no meio do caminho.” — *Theodore Roosevelt*

## RESUMO

A maioria dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor utiliza compressores alternativos, considerados mecanismos importantes na era moderna. O ciclo de operação de um compressor alternativo é descrito por uma série de fenômenos complexos ocorrendo em um curto período de tempo. Dentre os fatores considerados importantes para eficiência termodinâmica dos compressores, destacam-se as válvulas que controlam os processos de sucção e de descarga, que são responsáveis por grandes perdas termodinâmicas no ciclo. Parte das perdas ocorre no sistema de válvulas, particularmente na válvula de sucção, onde as instabilidades do seu movimento reduzem a eficiência do processo de sucção. Como uma forma de reduzir os problemas gerados pelas instabilidades no funcionamento da válvula de sucção, propomos a utilização de um esbarro para limitar a abertura máxima da válvula, reduzindo sua instabilidade e aumentando a eficiência do compressor. Mostramos experimentalmente que existe uma posição de equilíbrio que mantém a válvula aberta sem instabilidades e que esta posição varia, aproximadamente, linearmente com o número de Reynolds.

**Palavras-chave:** Refrigeração. Compressor de refrigeração. Válvula. Controle. Força restauradora. Equilíbrio estático.



## ABSTRACT

Most of the vapor refrigeration systems use reciprocating compressors, which are considered important mechanisms in the modern era. The cycle of operation of a reciprocating compressor is described by a series of complex phenomena occurring in a short period of time. Among the factors considered important for the thermodynamic efficiency of compressors are the valves that control the suction and discharge processes, which are responsible for large cycle thermodynamic losses. Part of that losses occurs in the valves system, particularly in the suction valve, where the movement instabilities reduce the efficiency of the suction process. In order to reduce the instabilities of the suction valve, we propose the use of a stop to limit the maximum aperture of the valve, reducing its instabilities and increasing the compressor efficiency. We show experimentally that does exist an static equilibrium position in which the valve remains opened without oscillation and that position varies almost linearly through the Reynolds number.

**Keywords:** Cooling. Refrigeration compressor. Valve. Control. Restoring force. Static balance.

## Lista de Figuras

Figura 1	Consumo de eletricidade no Brasil. . . . .	15
Figura 2	Representação esquemática do sistema de refrigeração por compressão de vapor. . . . .	16
Figura 3	Componentes internos e mecanismos de um compressor hermético alternativo. . . . .	18
Figura 4	Esquema ilustrativo de um compressor alternativo. . . . .	19
Figura 5	Distribuição de perdas em um compressor hermético doméstico. . .	20
Figura 6	Perdas termodinâmicas em um compressor hermético alternativo. .	21
Figura 7	Movimento de sucção da válvula - Fechamento completo. . . . .	22
Figura 8	Movimento de sucção da válvula - Fechamento parcial. . . . .	22
Figura 9	Movimento de Descarga da válvula. . . . .	23
Figura 10	Bancada experimental. . . . .	26
Figura 11	Fotografias da bancada - a) Filtro regulador de pressão; b) Reservatórios de ar comprimido. . . . .	27
Figura 12	Vista panorâmica. . . . .	27
Figura 13	Seção de testes. . . . .	28
Figura 14	Comparação entre a válvula real e modelada. . . . .	28
Figura 15	Sensor óptico. a) Ponta do sensor; b) Software DMS Control; c) Rack multicanal para alimentação e medições simultâneas com diferentes sensores. . . . .	29
Figura 16	Configuração de montagem da válvula com suporte. . . . .	30
Figura 17	Configuração de montagem da válvula sem suporte. . . . .	31

Figura 18	Micrômetro de profundidade. . . . .	32
Figura 19	Micrômetro instalado na seção de testes. . . . .	33
Figura 20	Deslocamento da válvula durante todo teste para o número de Reynolds de 3000. . . . .	36
Figura 21	Posição instantânea da válvula em parte da região 1 para $Re=3000$ . . . . .	37
Figura 22	Posição instantânea da válvula em parte da região 2 para $Re=3000$ . . . . .	37
Figura 23	Posição instantânea da válvula em parte da região 3 para $Re=3000$ . . . . .	38
Figura 24	Deslocamento em função do número de Reynolds para o teste com uso do suporte. . . . .	43
Figura 25	Deslocamento da válvula durante todo teste para o número de Reynolds de 12000. . . . .	45
Figura 26	Posição instantânea da válvula em parte da região 1 para $Re=12000$ . . . . .	45
Figura 27	Posição instantânea da válvula em parte da região 2 para $Re=12000$ . . . . .	46
Figura 28	Posição instantânea da válvula em parte da região 3 para $Re=12000$ . . . . .	46
Figura 29	Deslocamento em função do número de Reynolds para o teste sem uso do suporte. . . . .	51
Figura 30	Deslocamento em função do número de Reynolds para o teste sem uso do suporte. . . . .	52
Figura A.1	Comparação entre os testes da abertura e fechamento da válvula. . . . .	57
Figura B.1	Curva normal de distribuição de probabilidade e faixas de probabilidade de ocorrências . . . . .	60
Figura B.2	Distribuição retangular.. . . . .	60
Figura B.3	Distribuição triangular.. . . . .	61
Figura D.1	Curva de calibração do medidor de vazão. . . . .	69

## Lista de Tabelas

Tabela 1	Média dos valores de Reynolds com o número base 2000. . . . .	39
Tabela 2	Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 2000 à 5000, com suporte na válvula. . . . .	39
Tabela 3	Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 6000 à 9000, com suporte na válvula. . . . .	40
Tabela 4	Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 10000 à 13000, com suporte na válvula. . . . .	41
Tabela 5	Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 14000 à 18000, com suporte na válvula. . . . .	42
Tabela 6	Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 2000 à 5000, sem suporte na válvula. . . . .	47
Tabela 7	Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 6000 à 9000, sem suporte na válvula. . . . .	48
Tabela 8	Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 10000 à 13000, sem suporte na válvula. . . . .	49
Tabela 9	Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 14000 à 18000, sem suporte na válvula. . . . .	50
Tabela 10	Incertezas dos parâmetros primários . . . . .	63

## Lista de Símbolos

### Letras Latinas

$A$	- Área da secção transversal do orifício de entrada [ $m^2$ ]
$d$	- Diâmetro interno do tubo de alumínio [m]
$F$	- Força [N]
$\Delta h$	- Variação de entalpia [ $\text{kJ.kg}^{-1}$ ]
$k$	- Constante elástica da mola [ $\text{N.m}^{-1}$ ]
$L$	- Distância medida no micrômetro [mm]
$\bar{L}$	- Média da distância medida no micrômetro
$M$	- Massa molar [ $\text{kg.kmol}^{-1}$ ]
$\dot{m}$	- Vazão mássica [ $\text{kg.s}^{-1}$ ]
$N$	- Tamanho de uma amostra
$P$	- Pressão [Pa]
$P(x)$	- Função de distribuição de probabilidade
$P_u$	- Pressão absoluta á montante da palheta [Pa]
$\dot{Q}_L$	- Taxa de transferência de calor absorvida [ $\text{W.m}^{-2}$ ]
$\dot{Q}_H$	- Taxa de transferência de calor dissipada [ $\text{W.m}^{-2}$ ]
$Re$	- Número de Reynolds
$\bar{R}$	- Constante universal dos gases [ $\text{kJ.(kmol.K)}^{-1}$ ]
$\bar{Re}$	- Número de Reynolds médio
$S(x)$	- Desvio padrão de uma amostra
$S_L$	- Desvio padrão da distância medida no micrômetro
$S_{Re}$	- Desvio padrão do número de Reynolds
$T$	- Temperatura do ar [K]
$T_u$	- Temperatura absoluta [K]
$u(x)$	- Incerteza padrão da média das medidas
$u(x_i)$	- Incerteza da variável $x_i$
$\bar{V}$	- Velocidade média do ar [ $\text{m.s}^{-1}$ ]

$\bar{V}_m$	- Vazão mássica bombeada pelo compressor [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ]
$x$	- Variável observada em uma distribuição probabilística
$\bar{x}$	- Média de uma amostra finita
$\dot{W}_e$	- Potência elétrica consumida pelo compressor [W]
$\dot{W}_i$	- Potência termodinâmica [W]
$\dot{W}_m$	- Potência mecânica gasta [W]

## Letras Gregas

$\rho$	- Densidade [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]
$\mu$	- Viscosidade Absoluta [ $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$ ]
$\sigma$	- Desvio padrão de uma amostra infinita
$\eta_e$	- Rendimento elétrico do motor

## Sumário

	Página
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> <span style="float: right;"><b>15</b></span>
1.1	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VA- POR . . . . . 16
1.2	COMPRESSORES . . . . . 17
<b>2</b>	<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b> <span style="float: right;"><b>25</b></span>
2.1	BANCADA EXPERIMENTAL . . . . . 25
2.1.1	Instrumentação . . . . . 29
2.2	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL . . . . . 30
2.3	PÓS-PROCESSAMENTO DE DADOS . . . . . 33
<b>3</b>	<b>RESULTADOS</b> <span style="float: right;"><b>35</b></span>
3.1	VÁLVULA COM USO DO SUPORTE . . . . . 35
3.2	VÁLVULA SEM USO DO SUPORTE . . . . . 44
<b>4</b>	<b>CONCLUSÕES</b> <span style="float: right;"><b>53</b></span>
<b>5</b>	<b>REFERÊNCIAS</b> <span style="float: right;"><b>55</b></span>
	<b>APÊNDICE</b> <span style="float: right;"><b>57</b></span>
<b>A</b>	<b>VERIFICAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DA BAN- CADA EXPERIMENTAL</b> . . . . . 57
<b>B</b>	<b>ANÁLISE DE INCERTEZAS</b> . . . . . 58

<b>B.1</b>	<b>INCERTEZA NA MEDIÇÃO</b> . . . . .	<b>58</b>
<b>B.2</b>	<b>PROPAGAÇÃO DA INCERTEZA</b> . . . . .	<b>61</b>
<b>B.3</b>	<b>INCERTEZAS DETERMINADAS DE FORMA DIRETA</b> . . . . .	<b>62</b>
<b>B.4</b>	<b>INCERTEZAS DETERMINADAS DE FORMA INDIRETA</b> . . . . .	<b>63</b>
<b>C</b>	<b>INCERTEZA DA DISTÂNCIA DE EQUILÍBRIO ESTÁTICO</b> . . . . .	<b>68</b>
<b>D</b>	<b>CARACTERÍSTICAS DO MEDIDOR DE VAZÃO</b> . . . . .	<b>68</b>

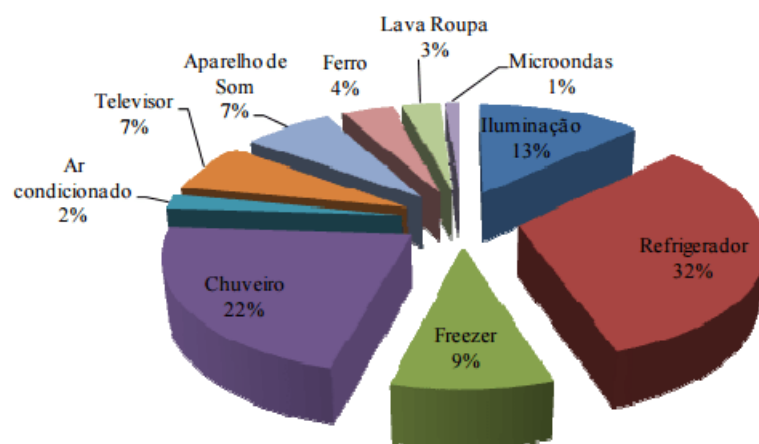


## 1 INTRODUÇÃO

Nas últimas duas décadas o consumo de energia elétrica apresentou um grande aumento principalmente em decorrência do crescimento populacional. De acordo com a Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL (2008) o consumo de energia elétrica no Brasil é distribuído da seguinte forma: 33% pelo setor industrial, 22% pelo setor residencial, 14% pelo setor comercial, 9% pelo setor público e o restante pelo setor agropecuário. Dentro do setor residencial, 43% do consumo de energia elétrica são atribuídos aos refrigeradores, freezers e condicionadores de ar (Figura 1). Segundo dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística - IBGE (2012) 94% dos lares brasileiros possuem refrigeradores, o que os tornam responsáveis por grande parte do consumo total de energia elétrica no setor residencial.

Esses dados mostram a importância dos sistemas de refrigeração de pequeno porte (refrigeradores, freezers e condicionadores de ar domésticos), no consumo de energia elétrica do Brasil. Portanto, estudos que objetivam aumentar a eficiência de sistemas de refrigeração são fundamentais para a redução de consumo de energia elétrica no país, o que reduz a necessidade de investimentos no setor de produção de energia elétrica.

Figura 1 – Consumo de eletricidade no Brasil.

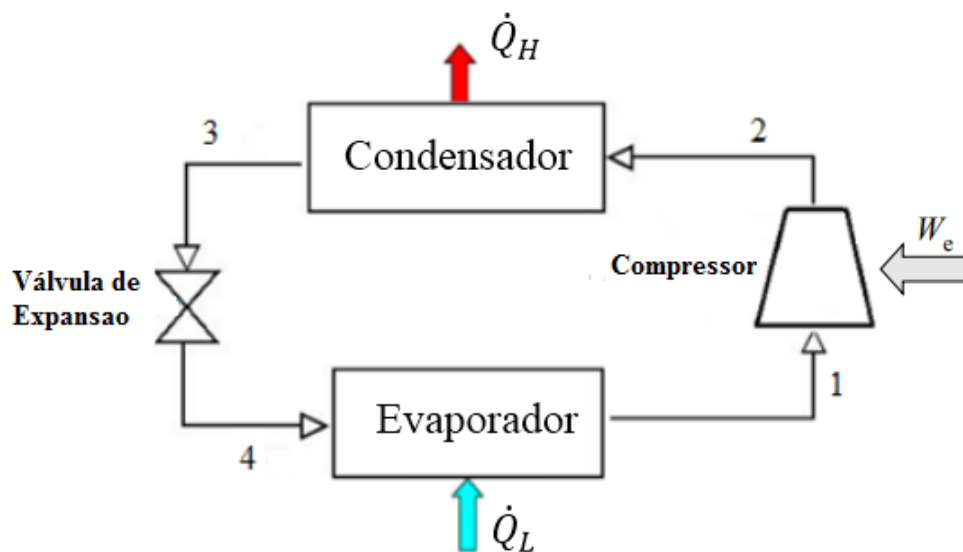


Fonte: Ghisi, Gosch e Lamberts (2007).

## 1.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

A grande maioria dos equipamentos de refrigeração atualmente usa o ciclo de compressão de vapor, que está representado no esquema da Figura 2. O sistema de refrigeração funciona da seguinte maneira: no processo 1-2, o fluido de trabalho na forma de vapor superaquecido escoou pelo compressor, que eleva sua pressão e temperatura por meio da transferência de energia na forma de trabalho - energia elétrica. No processo 2-3 o vapor escoou pelo condensador, transferindo energia para o meio (representado pela taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_H$ ) e sai saturado ou subresfriado. No processo 3-4 o fluido de trabalho escoou pela válvula de expansão, se transformando em uma mistura de líquido e vapor em baixa temperatura e pressão. Por fim, esta mistura escoou pelo evaporador, absorvendo energia do ambiente (representado pela taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_L$ ) e produzindo o efeito de refrigeração desejado. Na saída do evaporador o fluido se encontra no estado de vapor superaquecido, que entra no compressor para reiniciar o ciclo.

Figura 2 – Representação esquemática do sistema de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Próprio Autor

Dentre os componentes do sistema de refrigeração, o compressor é o componente responsável por garantir o fluxo de massa e, por isso, é o componente que consome energia elétrica. Dessa forma, todo possível ganho de eficiência no compressor é desejável e pode representar um aumento de eficiência no sistema. Assim, o foco desse trabalho é concentrado neste componente, mais especificamente em seu sistema de válvulas.

De acordo com Pereira (2006), o desenvolvimento de um compressor pode objetivar

a redução do tamanho, a redução dos custos de fabricação, o aumento da vida útil (confiabilidade), a redução dos níveis de ruído, ou a diminuição do consumo de energia. A avaliação da eficiência energética do sistema é usualmente feita através do coeficiente de performance (COP), Equação 1, definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_e} \quad (1)$$

onde  $\dot{Q}_L$  é o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador, e  $\dot{W}_e$  é a potência elétrica consumida pelo compressor. A capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_L$ ) pode ser calculada por:

$$\dot{Q}_L = \dot{V}_m \Delta h \quad (2)$$

onde  $\dot{V}_m$  é a vazão de massa real bombeada pelo compressor, e  $\Delta h$  é a variação de entalpia do refrigerante no evaporador, que depende das condições de operação. A potência elétrica consumida pode ser escrita como:

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}_i + \dot{W}_m}{\eta_e} \quad (3)$$

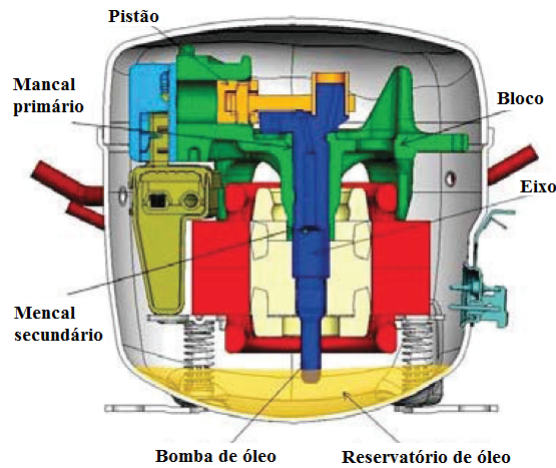
sendo  $\dot{W}_i$  a potência termodinâmica (potência indicada),  $\dot{W}_m$  a potência mecânica gasta para compressão do gás, e  $\eta_e$  o rendimento elétrico do motor.

## 1.2 COMPRESSORES

Stoecker e Jones (1985) define compressores como máquinas destinadas a aumentar a pressão de um gás com a finalidade de promover seu escoamento. Nos atuais sistemas de refrigeração domésticos, o compressor mais utilizado é o hermético alternativo, Figura 3, constituído basicamente por um conjunto cilindro-pistão, um eixo - responsável pelas perdas por atrito - e um motor elétrico - responsável pela perda elétrica. O pistão é acoplado a um sistema biela-manivela, responsável pelo seu movimento alternativo. Além disso, as válvulas de sucção e descarga completam as partes básicas do compressor, conforme

ilustra a Figura 4.

Figura 3 – Componentes internos e mecanismos de um compressor hermético alternativo.

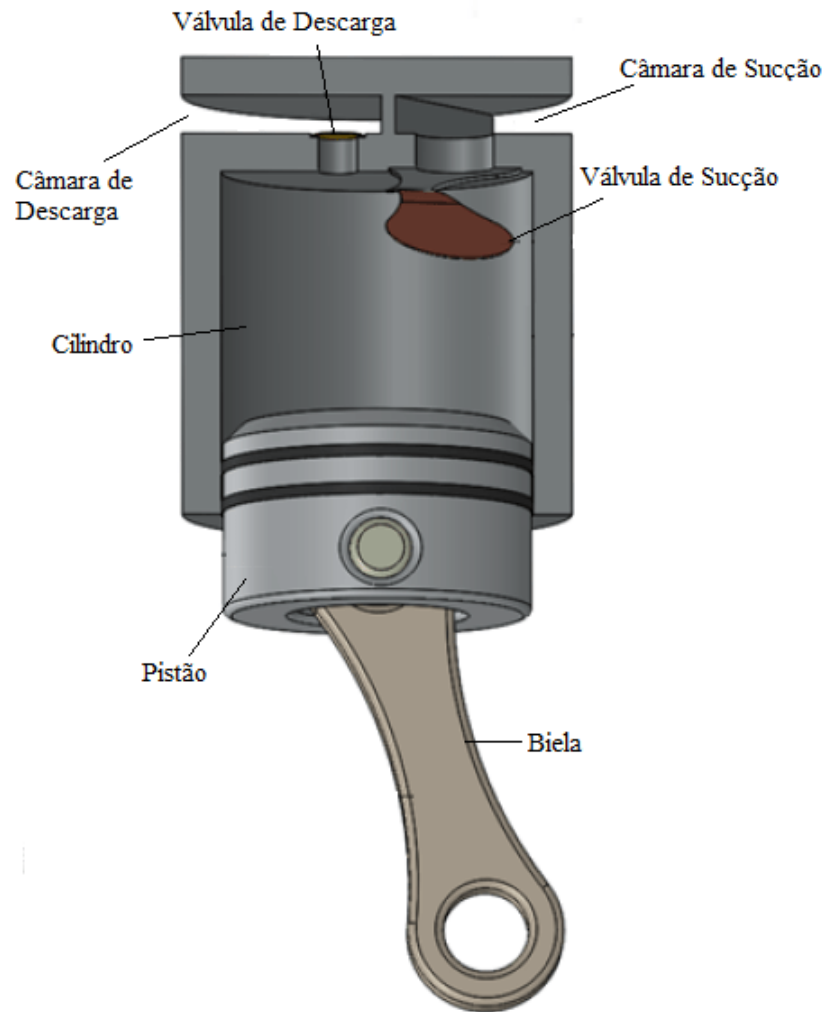


Fonte: Lückmann, Alves e Barbosa (2009).

Os compressores alternativos, em sua grande maioria, usam válvulas denominadas automáticas, pois seus funcionamentos se baseiam na diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga. O processo de expansão começa com o movimento do pistão no sentido de cima para baixo (Figura 4), diminuindo a pressão no interior do cilindro e promovendo a expansão do gás. A abertura da válvula de sucção ocorre a partir de uma determinada diferença de pressão entre a câmara de sucção e o cilindro. Em seguida, o pistão inicia seu movimento contrário, produzindo um aumento de pressão do gás no interior do cilindro. Quando a pressão é suficiente para abrir a válvula de descarga, inicia-se o processo de descarga do gás.

De acordo com Possamai e Todescat (2004) as principais perdas encontradas em compressores herméticos alternativos de pequeno porte são as perdas de ciclo - processos de compressão e expansão - as perdas termodinâmicas, as perdas por atrito e as perdas elétricas (Figura 5). O estudo apresenta dados sobre a eficiência de compressores herméticos alternativos de uso doméstico, destacando o aumento da eficiência destas máquinas nas últimas décadas e quantificando as perdas no sistema de refrigeração. Conforme o estudo, a eficiência de ciclo é de 81,2%, enquanto que a eficiência termodinâmica é de 83,6%, a eficiência mecânica é 87,6% e a eficiência elétrica é 87,3%.

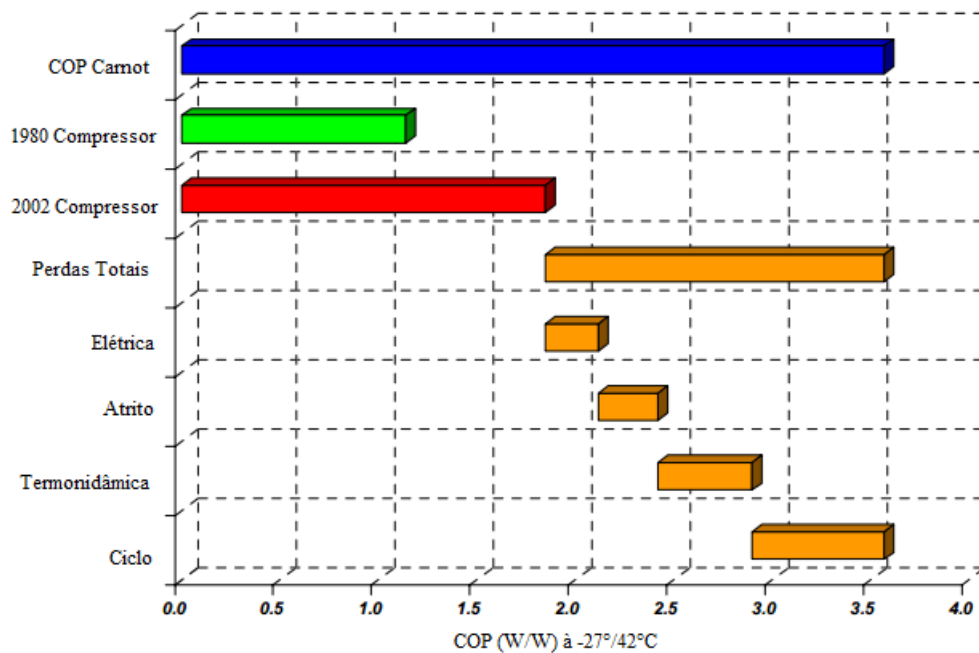
Figura 4 – Esquema ilustrativo de um compressor alternativo.



Fonte: Próprio autor

As perdas termodinâmicas estão associadas ao escoamento de gás refrigerante dentro do compressor. No sistema de sucção, parte das perdas ocorre na válvula de sucção, assim como no sistema de descarga, parte das perdas termodinâmicas são devidas ao escoamento de gás refrigerante pela válvula de descarga (POSSAMAI; TODESCAT, 2004).

Figura 5 – Distribuição de perdas em um compressor hermético doméstico.

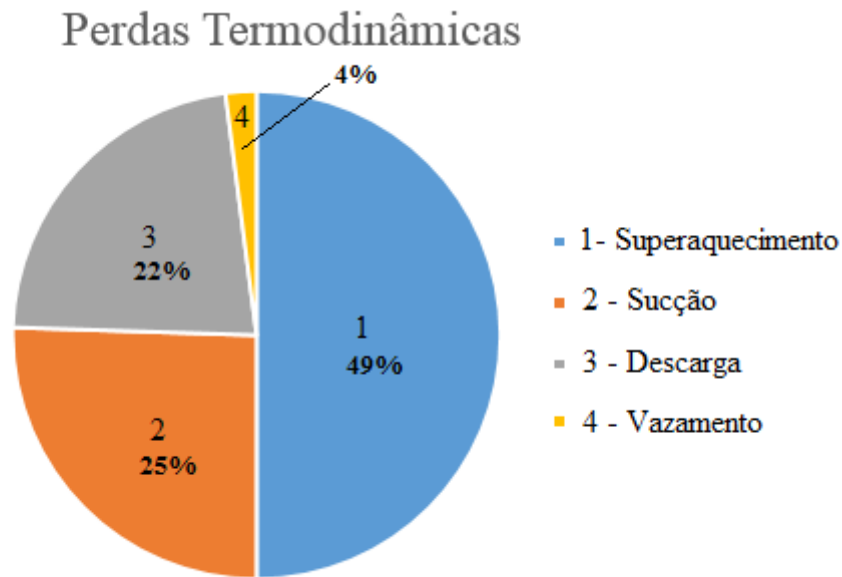


Fonte: Modificado de Possamai e Todescat (2004).

A importância das perdas termodinâmicas nas válvulas de sucção e de descarga pode ser analisada no trabalho de Ribas et al. (2008). Nesse trabalho, os autores apresentaram a distribuição das perdas termodinâmicas de um compressor hermético alternativo de 900 BTU/h operando com refrigerante R134a. Como pode ser visto na Figura 6, aproximadamente metade das perdas corresponde ao superaquecimento do gás no processo de sucção. Os dados também revelam que os escoamentos nas válvulas de sucção e descarga contribuem com 47% das perdas termodinâmicas. Portanto, os estudos envolvendo escoamentos em válvulas são importantes especialmente quando o objetivo é aumentar a eficiência do compressor.

Entretanto, os escoamentos pelas válvulas são geralmente complexos, pois são turbulentos, compressíveis, transitórios e com presença de interação fluido-estrutura, o que dificulta suas modelagens e soluções.

Figura 6 – Perdas termodinâmicas em um compressor hermético alternativo.

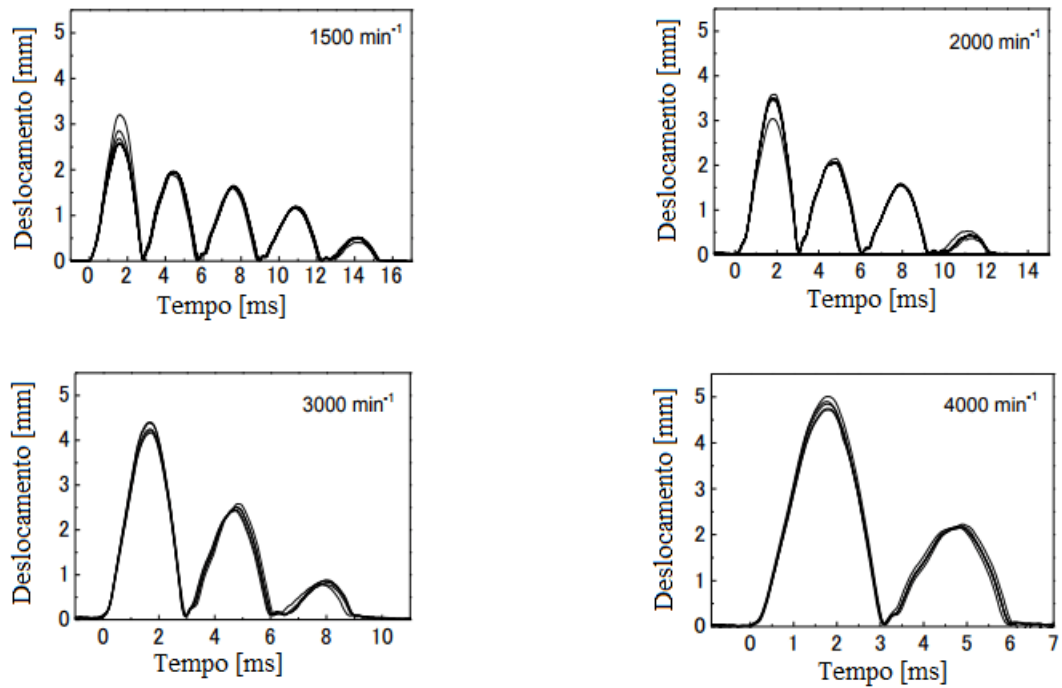


Fonte: Modificado de Ribas et al. (2008).

Muitos estudos envolvendo válvulas reais ou difusores radiais mostram que o funcionamento das válvulas de sucção apresenta instabilidades, (PEREIRA, 2006; NAGATA; NOZAKI, 2010; WU; WANG, 2014). Durante o processo de sucção, no qual a válvula de sucção deve permanecer completamente aberta durante todo o processo, a válvula fecha total ou parcialmente de 3 a 4 vezes (Figura 7 e 8). Essas oscilações no movimento da válvula reduzem a quantidade de massa de refrigerante succionada. Consequentemente, a eficiência do compressor diminui. Estas oscilações são caracterizadas por uma forte interação entre o escoamento do gás refrigerante pela válvula e sua estrutura, o que é denominado de interação fluido-estrutura.

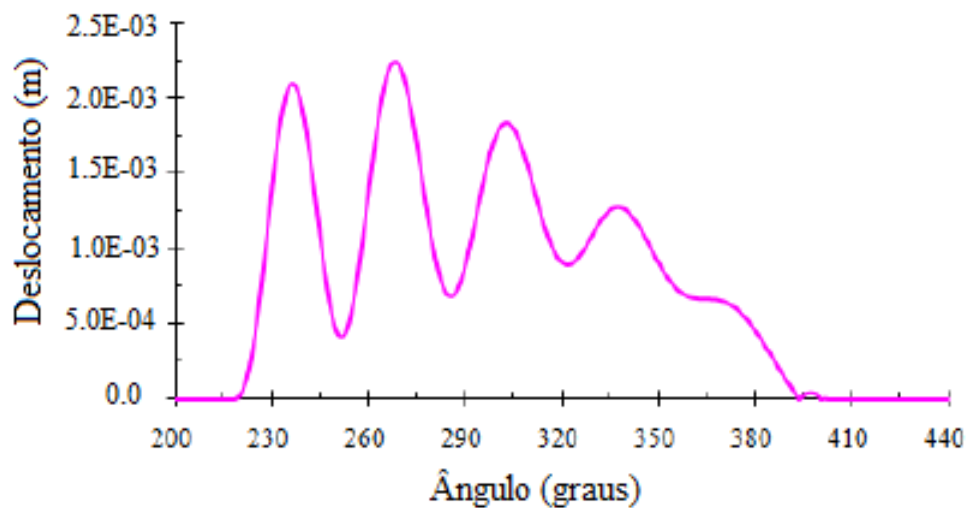
A Figura 9 mostra o deslocamento de uma válvula de descarga, cujo comportamento é bastante diferente do movimento da válvula de sucção. Essa diferença possivelmente está associada à limitação imposta por um batente – limitador de curso – geralmente instalado em válvulas de descarga.

Figura 7 – Movimento de sucção da válvula - Fechamento completo.



Fonte: Modificado de Nagata, Nozaki e Akizawa (2010).

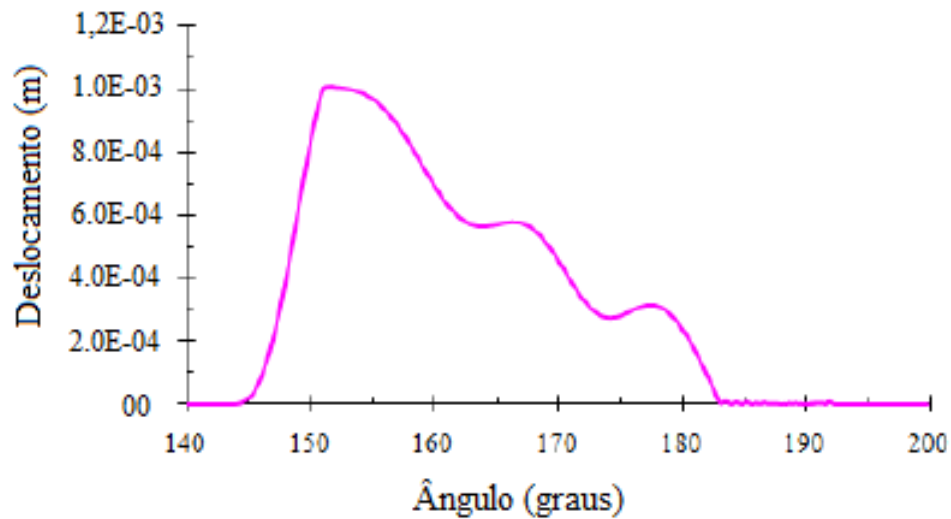
Figura 8 – Movimento de sucção da válvula - Fechamento parcial.



Fonte: Modificado de Wu e Wang (2014).



Figura 9 – Movimento de Descarga da válvula.



Fonte: Modificado de Wu e Wang (2014).

Com objetivo de otimizar o projeto do sistema de válvulas para aumentar a eficiência dos processos de sucção e de descarga, muitas pesquisas têm se voltado para a caracterização da fenomenologia do escoamento do gás refrigerante pelas válvulas (SOUTO, 2002; PARIHAR et al., 2016; WU et al., 2016; BHAKTA et al., 2012), ou estudando parâmetros geométricos das válvulas que fornecem melhor comprometimento entre eficiência e confiabilidade (DHAR et al., 2014; DESCHAMPS; FANCELLO, 2012; PUFF et al., 2016). Hareland et al. (2014), apresentam outra abordagem, discutindo a seleção de materiais das válvulas levando em consideração o processo de fadiga.

Também existem trabalhos que exploram formas de controle para o funcionamento do compressor, como, por exemplo, Liu et al. (2014) que controlam o movimento da válvula de sucção de compressores alternativos de grande porte, muito usados nas aplicações de engenharia petroquímica, por meio de mecanismo hidráulico. No trabalho de Brandl, Bielmeier e Spiegl (2012), é apresentado o controle da válvula de sucção de um compressor semi-hermético por meio de um sistema eletromecânico que permite controlar o movimento da válvula de sucção por um descarregador.

Outro trabalho que aborda alguma forma de controle é apresentado por Oliveira e Real (2010), que simularam externamente o efeito sobre o escoamento se houvesse uma válvula de descarga que fosse comandada eletricamente.

A escassez de informações sobre controle de válvulas em compressores de refrigeração

de pequeno porte não é uma surpresa à medida que os custos e os desafios tecnológicos, como sensores, atuadores, lógicas e materiais adequados são grandes barreiras para a evolução desta tecnologia nesses compressores.

Uma das maneiras de controlar o funcionamento da válvula de sucção em compressores de pequeno porte é usar algum mecanismo natural - atuação passiva - que evite ou reduza sua oscilação, visto que qualquer outro tipo de mecanismo pode aumentar consideravelmente o custo de produção do compressor.

Diante do exposto, propomos um mecanismo de controle de simples implementação e de baixo custo de produção. A ideia básica é encontrar o ponto de equilíbrio estático da válvula por meio da instalação de um limitador de movimento. Nesse ponto de equilíbrio, as forças do escoamento do fluido refrigerante são balanceadas pela força restauradora da válvula. Quando isso ocorre, a válvula permanece sempre aberta, o que permite a entrada de uma maior quantidade de refrigerante durante o processo de sucção. Consequentemente a eficiência do compressor pode ser majorada.

Essa ideia foi implementada experimentalmente em um modelo de válvula de sucção geralmente usada em compressores herméticos de pequeno porte. O modelo foi instalado em uma bancada experimental dedicada ao estudo de válvulas de compressores, cuja descrição consta no capítulo apresentado a seguir.

## 2 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo é apresentada a metodologia experimental empregada para o estudo do escoamento na válvula de sucção. Primeiramente apresenta-se a descrição da bancada e os instrumentos utilizados. Posteriormente é apresentado o procedimento experimental seguido da execução dos testes. Por fim, mostramos como foi realizado o pós processamento de dados.

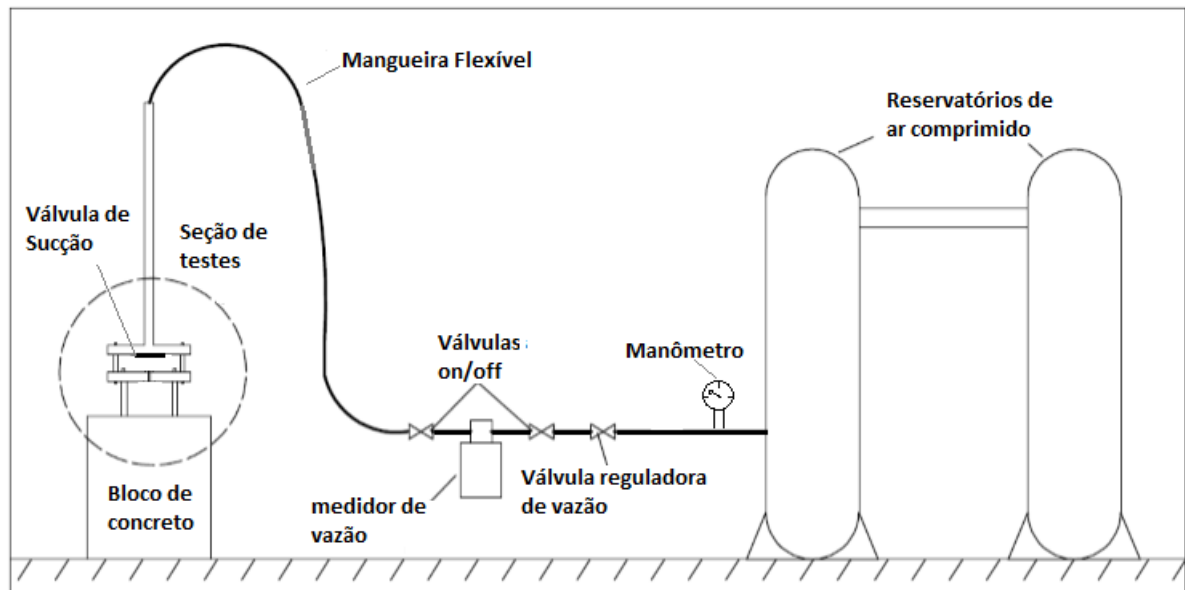
### 2.1 BANCADA EXPERIMENTAL

No problema real (escoamento no compressor), a abertura e fechamento da válvula são realizados pela diferença de pressão entre as câmaras de sucção/descarga e o cilindro causada pelo movimento alternado do pistão. No presente estudo, foi utilizada uma bancada experimental que simula o efeito de abertura e fechamento da válvula de sucção, porém, diferentemente do modelo real, o escoamento pela válvula foi produzido por um reservatório de pressão constante, que propicia uma vazão constante pela válvula.

Para a concepção da bancada experimental, mostrada na Figura 10, foram utilizados dois cilindros como reservatórios de ar comprimido, um medidor de vazão, uma mangueira flexível, duas válvulas de esfera, um filtro regulador de pressão, um tubo de alumínio, um manômetro e uma seção de testes, na qual instalamos o modelo de válvula de sucção. Para controlar as condições dos testes a bancada foi instalada em uma sala com temperatura controlada em 25°C.

Os cilindros de 250 litros são conectados em paralelo, proporcionando uma capacidade de 500 litros de ar comprimido. Com o auxílio de uma válvula reguladora de pressão instalada a jusante dos cilindros, a vazão de ar se mantém constante durante a realização dos testes. Para abastecer os reservatórios foi utilizado um compressor alternativo de dois estágios com pressão máxima de 12 bar.

Figura 10 – Bancada experimental.



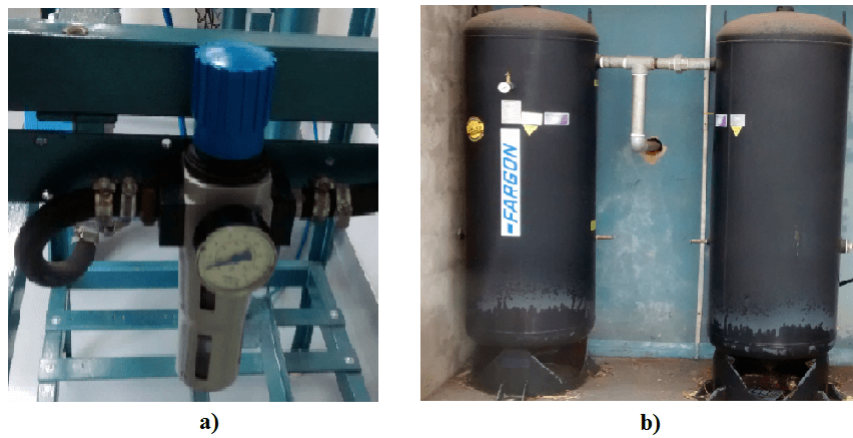
Fonte: Modificado de Andreotti (2013).

Além de filtrar as impurezas do ar e retirar parte da umidade, o filtro regulador de pressão possui a função de manter constante a vazão de ar no sistema. Dessa forma, mesmo com a redução de pressão nos reservatórios, a vazão do escoamento na seção de testes permanece constante. A jusante do filtro de pressão, o ar escoava pelo medidor de vazão tipo Coriolis, que tem a função de medir a vazão e a temperatura do escoamento. A Figura 11 mostra os dispositivos mencionados.

Em sequência o ar escoava para a seção de testes por meio de uma mangueira flexível e um tubo de alumínio de 2 metros de comprimento, 34,9 milímetros de diâmetro interno e 38,1 milímetros de diâmetro externo. A função desse tubo é produzir um escoamento com perfil de velocidade completamente desenvolvido na entrada da seção de teste. Na conexão da mangueira flexível com o tubo de alumínio, foram instaladas duas telas de malha fina com a função de iniciar a regularização do perfil de velocidade. A Figura 12 mostra a vista panorâmica da bancada de teste.

Os parâmetros medidos durante a realização dos testes foram: a temperatura do ar utilizada na determinação da densidade e viscosidade, a pressão atmosférica, a pressão à montante da seção de testes, a vazão mássica do escoamento e o deslocamento da válvula. Os sinais dos instrumentos foram obtidos por um sistema de aquisição de dados da *National Instruments* e software implementado em *LabView*, com exceção da pressão atmosférica, que foi medida por meio de um barômetro e inserida manualmente na interface do software.

Figura 11 – Fotografias da bancada - a) Filtro regulador de pressão; b) Reservatórios de ar comprimido.



Fonte: Próprio autor.

Figura 12 – Vista panorâmica.

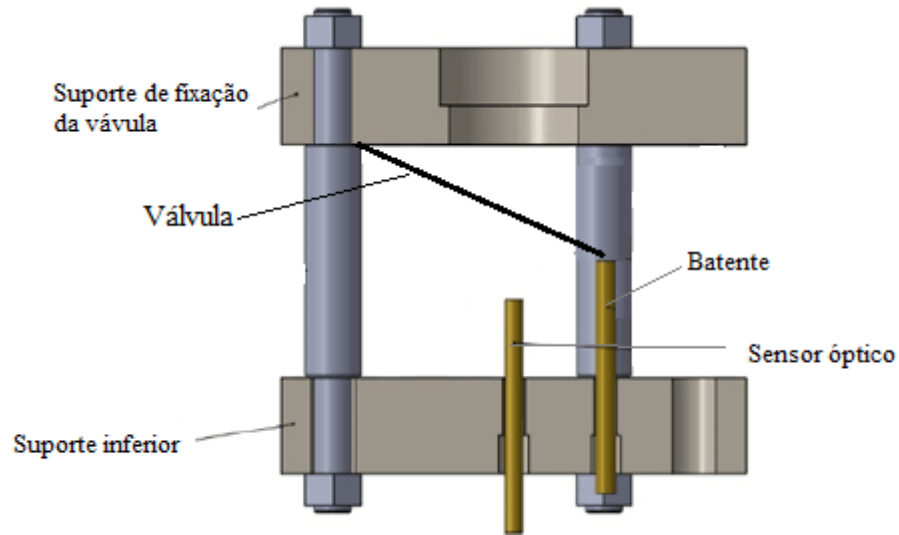


Fonte: Próprio autor.

Na Figura 13, mostramos os detalhes da seção de teste. A peça base é montada em uma base de concreto para reduzir os efeitos de vibração transmitidos pelo solo. O suporte inferior é montado na peça base por meio de colunas equidistantes umas das outras. Na peça base são instalados o sensor óptico e o batente. O disco superior, que representa o assento do sistema de válvulas, possui diâmetro interno de 34,9 mm, diâmetro externo de 130 mm e altura de 30 mm, sendo projetado para se ajustar ao diâmetro externo do tubo de alumínio e assegurar que a face externa do assento seja perpendicular a linha de centro do tubo. Na parte de baixo do assento superior é instalada a válvula de modo que seu

centro esteja alinhado com o centro do tubo de alumínio.

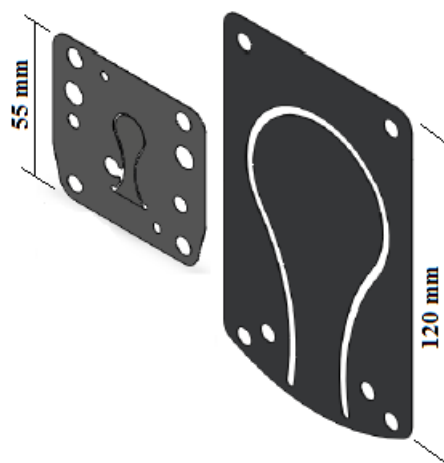
Figura 13 – Seção de testes.



Fonte: Próprio autor

Tendo como modelo uma válvula de sucção muito utilizada em compressores de refrigeração, construímos uma válvula de sucção em escala ampliada (10:1) que foi instalada na seção testes. A comparação entre as duas válvulas é mostrada na Figura 14.

Figura 14 – Comparação entre a válvula real e modelada.



Fonte: Próprio autor

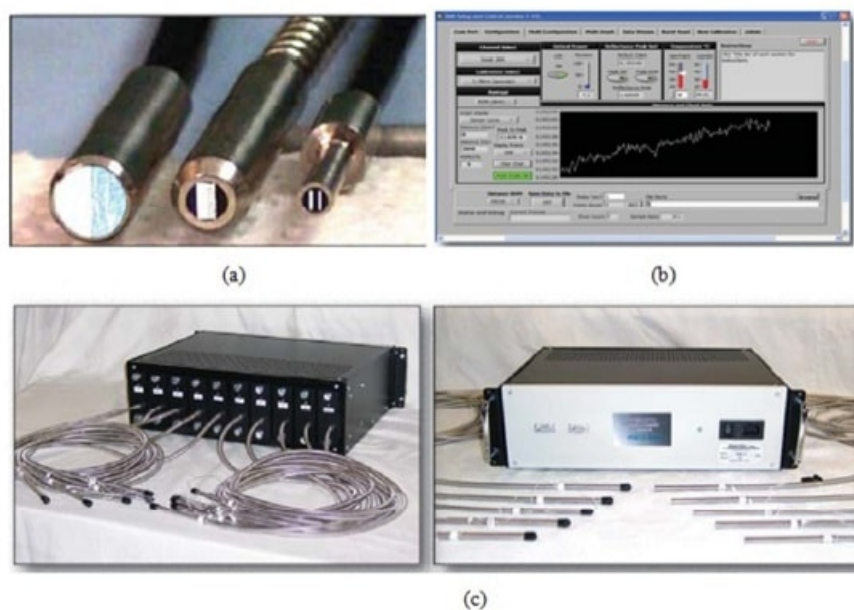
### 2.1.1 Instrumentação

Para medir a pressão manométrica do escoamento foram utilizados três transdutores indutivos de pressão devidamente aferidos previamente, com fundo de escala de 0,035, 0,1 e 1 bar, dependendo do teste realizado, sendo todos com incerteza de 0,1% do fundo de escala. Por falta de padrões de calibração de maior exatidão, optamos pela utilização dos dados fornecidos pelo fabricante.

A vazão e a temperatura do fluido de trabalho foram medidas por um medidor de vazão tipo Coriolis, cujas características metrológicas estão informadas no Apêndice D.

Um medidor de deslocamento óptico foi usado para garantir medições confiáveis do afastamento entre a válvula de sucção e o assento (abertura e fechamento da válvula). Nesse sensor, dois feixes de fibra ótica justapostos são usados para emitir e receber a luz. Um feixe de luz é emitido por um dos lados, reflete na superfície (válvula) e retorna para o outro lado do sensor, que transforma o sinal luminoso em sinal elétrico. O sensor é projetado para fornecer um sinal de tensão elétrica proporcional à distância. Os dados são gerenciados por um software de aquisição e processamento dos dados fornecido pelo fabricante. A Figura 15 mostra, em detalhes, o sensor utilizado no experimento.

Figura 15 – Sensor óptico. a) Ponta do sensor; b) Software DMS Control; c) Rack multicanal para alimentação e medições simultâneas com diferentes sensores.



Fonte: Andreotti (2013).

## 2.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

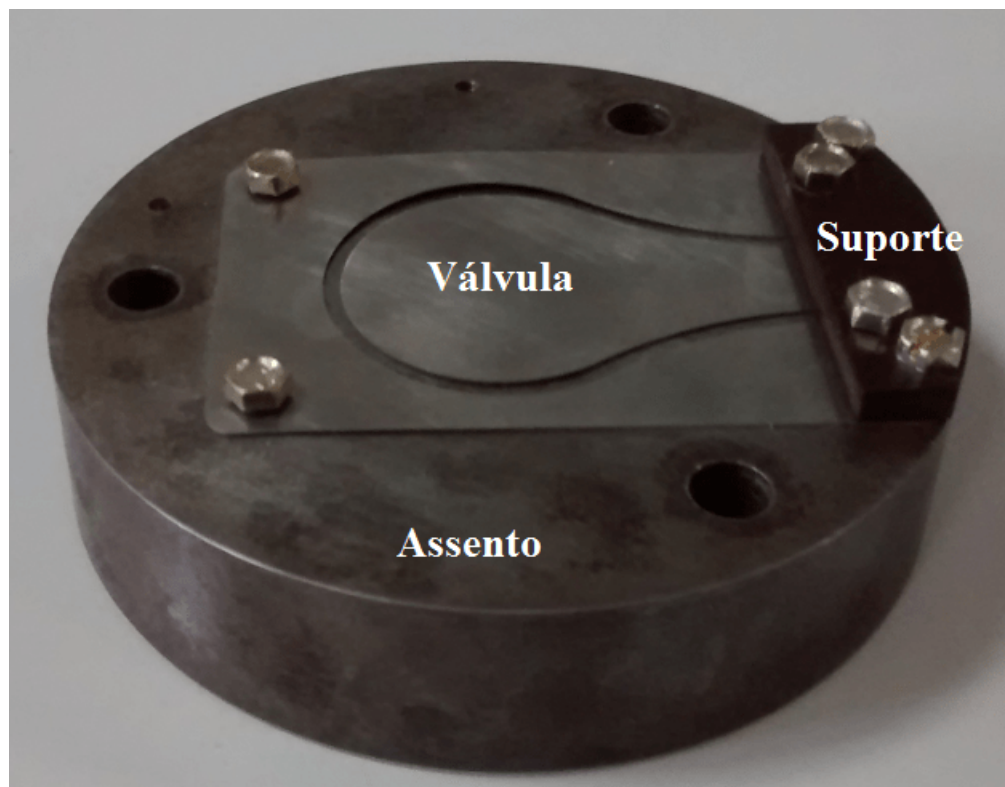
Inicialmente foram realizados vários testes para verificação do funcionamento de todos os instrumentos instalados na bancada, cujos resultados podem ser visto no Apêndice A.

Antes de iniciar as execuções dos testes, deve-se tomar alguns cuidados para a coleta de dados adequados. Primeiramente, é importante garantir que a temperatura da sala esteja em torno de 25°C e aguardar o tempo necessário (cerca de 30 minutos) para que os sistemas de medição atinjam a temperatura de funcionamento em regime permanente - estabilização dos sistemas de medição.

Na sequência, é importante verificar o valor da pressão do ar no interior dos reservatórios. É necessário que essa pressão seja superior que a pressão regulada no filtro regulador de pressão para que se tenha uma vazão constante na seção de testes.

Após essas verificações básicas, os testes foram realizados para duas configurações de montagem da válvula: em um dos testes usou-se um suporte para modificar a posição do engaste da válvula e, na outra configuração, a válvula foi instalada sem o suporte, como mostrado nas Figuras 16 e 17, respectivamente. O suporte foi usado para verificar a influência da rigidez do sistema sobre a posição se equilíbrio estático.

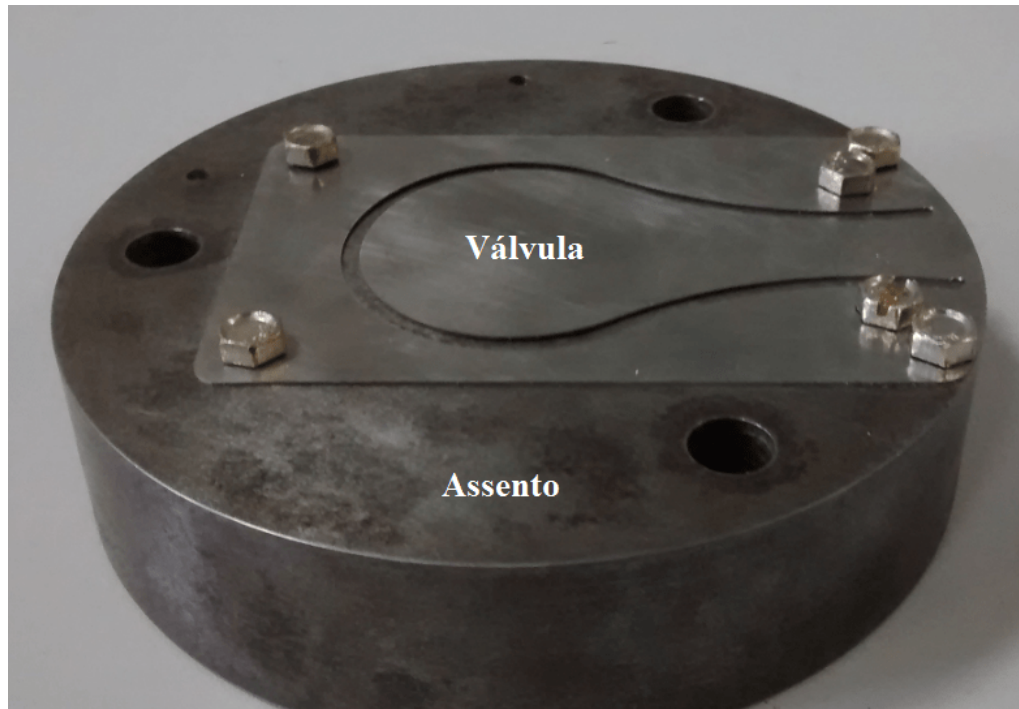
Figura 16 – Configuração de montagem da válvula com suporte.



Fonte: Próprio autor



Figura 17 – Configuração de montagem da válvula sem suporte.



Fonte: Próprio autor

Os testes foram realizados para escoamentos com números de Reynolds variando numa faixa de 2000 a 18000, com incremento de 1000. Para cada número de Reynolds foram realizados 11 testes, nos quais registramos o valor da distância e abertura da válvula no instante de seu equilíbrio estático, ou seja, quando a força exercida pelo escoamento é balanceada pela força restauradora da válvula.

Para encontrar essa distância de equilíbrio estático foi usado um micrômetro de profundidade, como mostrado na Figura 18. A Figura 19 mostra o micrômetro instalado na seção de testes. O teste foi executado da seguinte forma:

- antes de abrir a válvula que regula a vazão do escoamento, ou seja, quando a válvula (palheta) está fechada, zeramos o micrômetro com a face (ponta) de medição encostada na palheta;
- afastamos a face de medição para permitir o movimento livre da palheta;
- ajustamos a vazão do escoamento para o número de Reynolds desejado no teste usando o regulador de pressão, permitindo então o movimento da palheta;
- aproximamos lentamente a face de medição do micrômetro até encostar na extremidade da palheta, permitindo o contato entre essas partes - por essa razão, a face de

medição do micrômetro é denominada de batente;

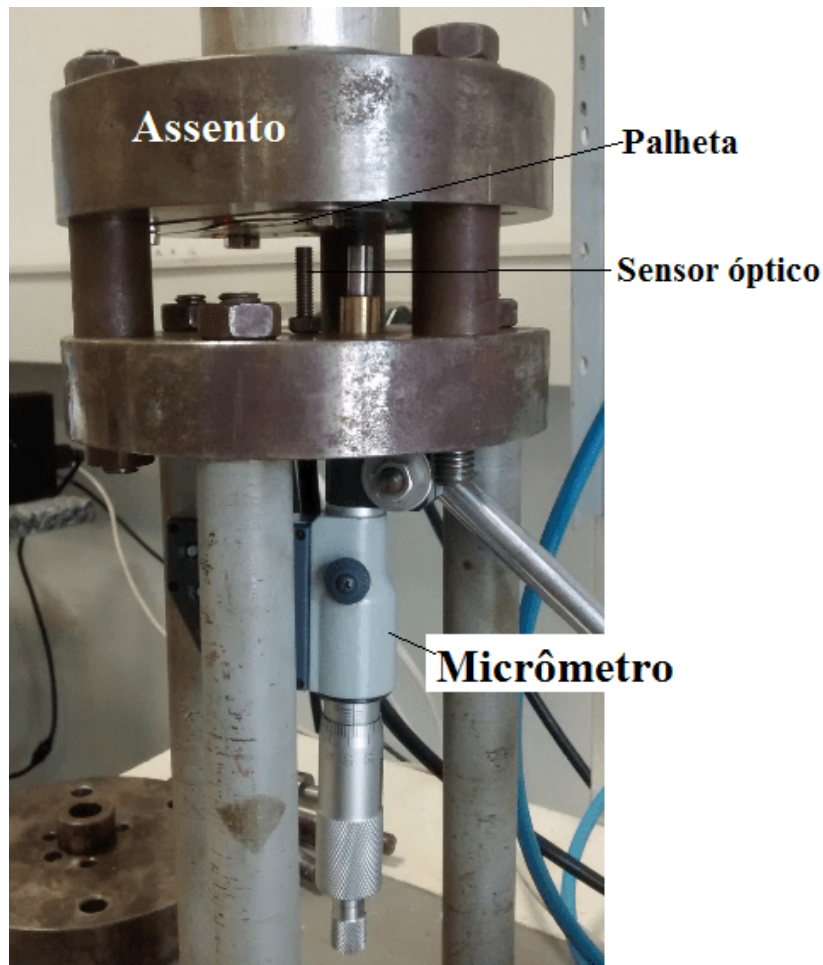
- se nessa posição inicial não for estabelecido o equilíbrio estático, ou seja, se a palheta continuar em movimento oscilatório, movimentamos o batente no sentido do fechamento da palheta - reduzindo a distância entre a palheta e o assento - até o equilíbrio estático ser estabelecido;
- nesse instante, registramos a distância medida pelo micrômetro, L.

Figura 18 – Micrômetro de profundidade.



Fonte: Próprio autor

Figura 19 – Micrômetro instalado na seção de testes.



Fonte: Próprio autor

O número de Reynolds do escoamento e a pressão a montante na palheta são registrados pelo sistema de aquisição de dados e armazenados em um arquivo na forma de planilha. Com esses, calculamos o valor médio e o desvio padrão do número de Reynolds para estimar sua incerteza de medição.

### 2.3 PÓS-PROCESSAMENTO DE DADOS

O regime do escoamento é representado pelo número de Reynolds baseado no diâmetro ( $d$ ) do orifício do disco anterior (assento):

$$Re = \frac{\rho \bar{V} d}{\mu} \quad (4)$$

onde  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do ar, em  $Pa.s$ , calculada pela equação dada por Possamai (1994):

$$\mu = (k_1 + k_2T - k_3T^2) * 10^{-6} \quad [Pa.s] \quad (5)$$

onde  $k_1 = 0,8723809571 \text{ Pa.s}$ ,  $k_2 = 7,028571429 * 10^{-2} \text{ Pa.s.K}^{-1}$ ,  $k_3 = 3,809523810 * 10^{-5} \text{ Pa.s.K}^{-2}$  e  $T$  é a temperatura do ar em Kelvin.

A velocidade média do escoamento no orifício do assento é calculada usando a vazão mássica obtida pelo medidor de vazão tipo Coriollis,

$$\bar{V} = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \quad (6)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica do escoamento e  $\rho$  é a massa específica do ar obtida pela equação de estado de gás ideal,

$$\rho = \frac{P_u M}{\bar{R}T_u} \quad (7)$$

na qual  $P_u$  é a pressão absoluta à montante da palheta e  $T_u$  é a temperatura absoluta medida pelo medidor de vazão tipo Coriollis. As constantes  $M$  e  $\bar{R}$  são a massa molecular do ar e a constante universal dos gases, respectivamente.

### 3 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados da posição de equilíbrio estático da palheta em função do número de Reynolds do escoamento. Inicialmente apresentamos os resultados dos testes para a palheta com o suporte e, posteriormente, os resultados para a palheta livre (sem suporte).

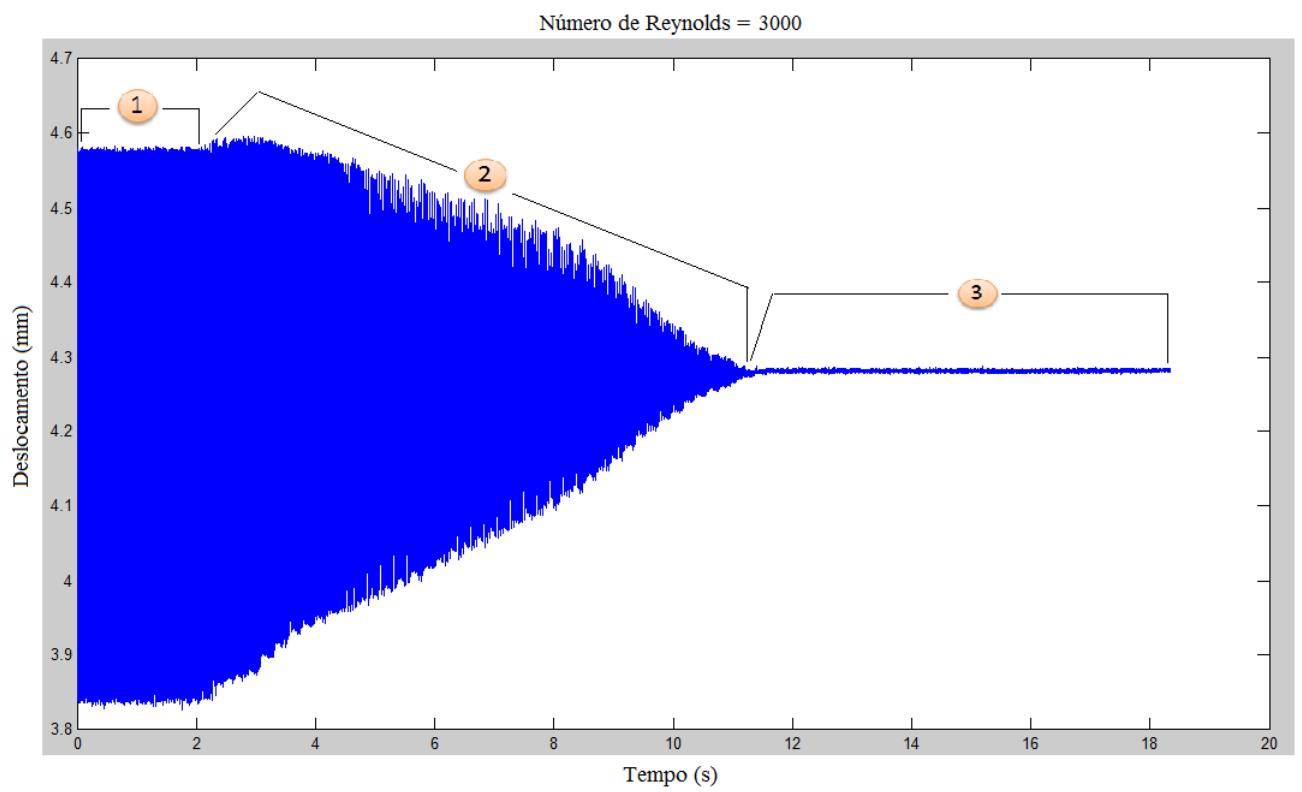
#### 3.1 VÁLVULA COM USO DO SUPORTE

A Figura 20 mostra o deslocamento instantâneo da palheta para o teste do escoamento com número de Reynolds igual a 3000. Destacamos três regiões distintas nessa figura. A região 1 representa o deslocamento livre da palheta. Um detalhe desse comportamento pode ser visto na Figura 21.

A região 2 apresenta o deslocamento da palheta a partir do instante em que a ponta da medição do micrômetro (batente) encosta na extremidade da palheta. Observamos que a amplitude do movimento diminui devido à perda de energia de restauração com o avanço da ponta de medição do micrômetro - que está sempre em contato com a extremidade da palheta. Entretanto, o movimento oscilatório continua acontecendo, como pode ser visto em detalhe na Figura 22.

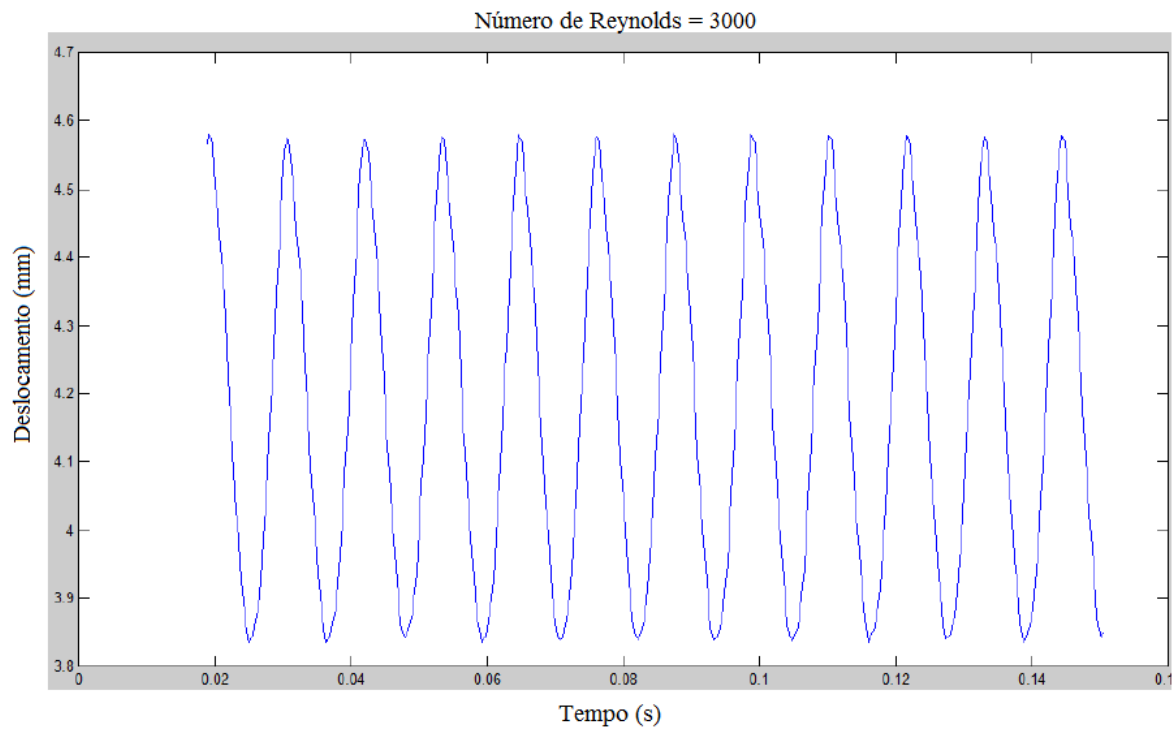
Na região 3 percebemos que a oscilação da palheta é desprezível (ver detalhes na Figura 23), região que denominamos de equilíbrio estático da palheta. Nessa região, a força resultante do escoamento é balanceada pela força restauradora da palheta. A distância entre a ponta do micrômetro (batente) e o assento da palheta (com o acréscimo da espessura da palheta),  $L$ , é medida pelo micrômetro e denominada de distância de equilíbrio estático.

Figura 20 – Deslocamento da válvula durante todo teste para o número de Reynolds de 3000.



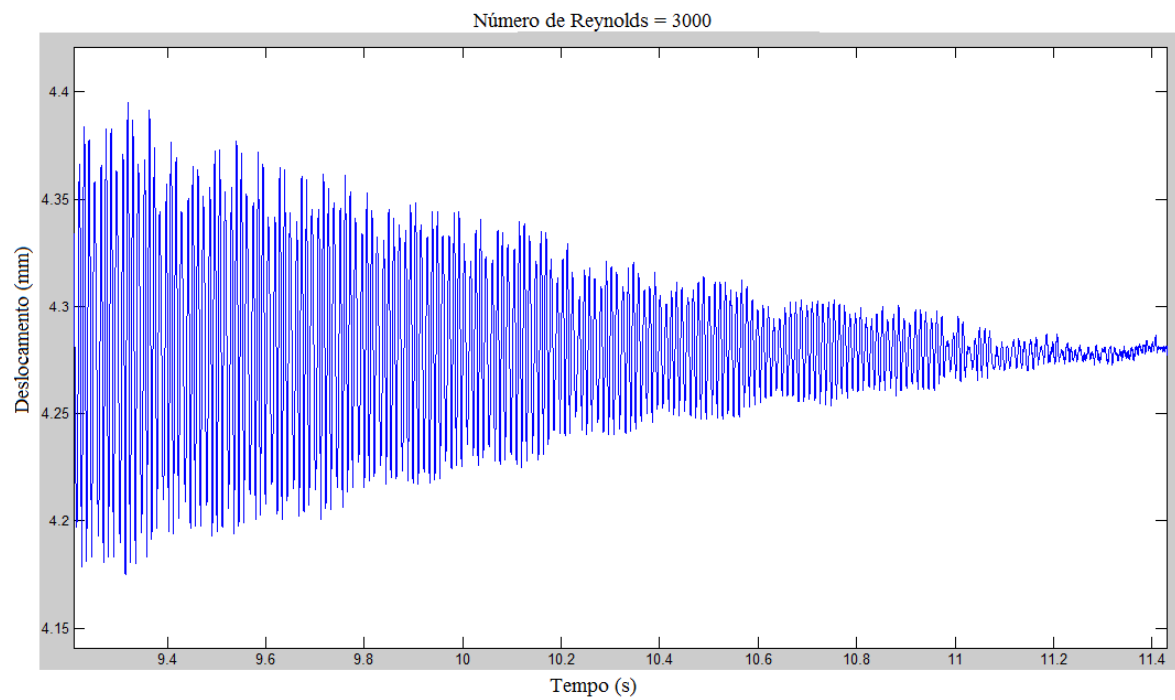
Fonte: Próprio autor

Figura 21 – Posição instantânea da válvula em parte da região 1 para  $Re=3000$ .



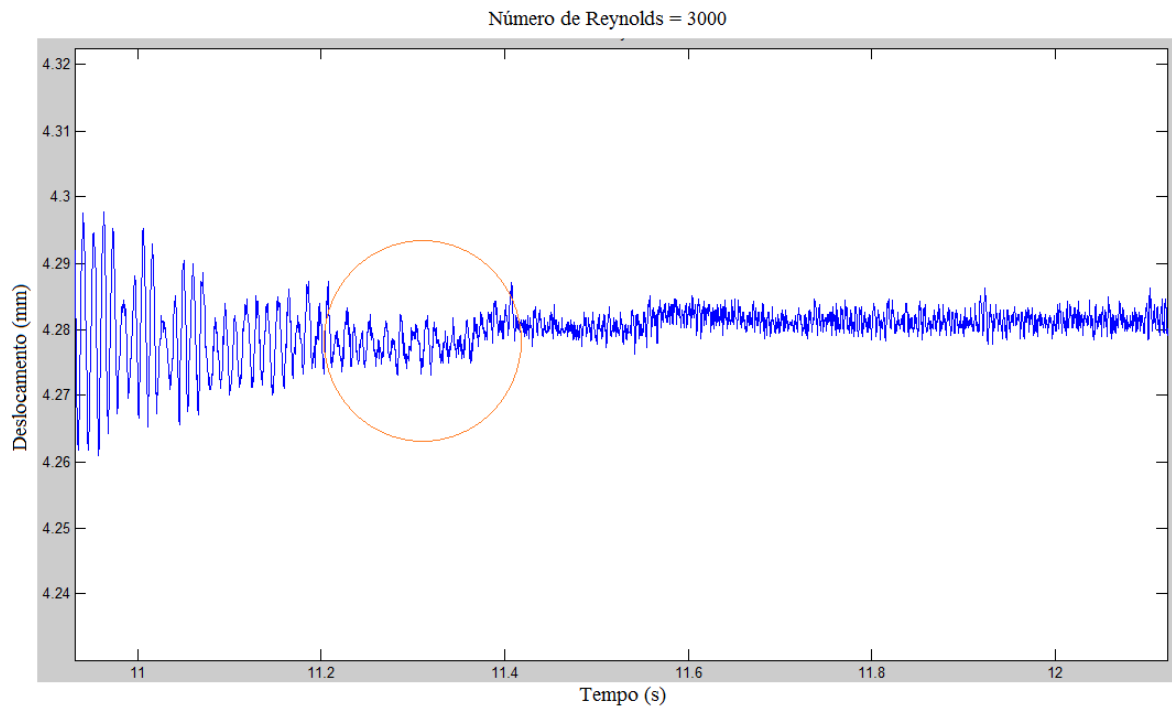
Fonte: Próprio autor

Figura 22 – Posição instantânea da válvula em parte da região 2 para  $Re=3000$ .



Fonte: Próprio autor

Figura 23 – Posição instantânea da válvula em parte da região 3 para  $Re=3000$ .



Fonte: Próprio autor

A estabilização da palheta nessa posição de equilíbrio - quando aplicada no compressor - implicaria em um aumento da massa de refrigerante succionada pelo compressor durante o processo de sucção, pois impediria o fechamento parcial, ou total, da válvula. Entretanto, para aplicação em compressores, devemos encontrar uma distância ótima para a faixa de variação do número de Reynolds durante o processo de sucção, mesmo que algum movimento oscilatório persista. Por essa razão, devemos conhecer o comportamento da distância de equilíbrio com o número de Reynolds do escoamento. Assim, realizamos 11 testes para cada número de Reynolds base. A Tabela 1 mostra os resultados obtidos para os testes com número de Reynolds base igual a 2000.

Os resultados para a distância de equilíbrio estático obtidos para todos os testes são mostrados nas Tabelas 2, 3, 4 e 5. Nessas tabelas também apresentamos as incertezas de medição para o número de Reynolds e para a distância de equilíbrio,  $L$ . A metodologia de cálculo das incertezas é apresentada no Apêndice B.



Tabela 1 – Média dos valores de Reynolds com o número base 2000.

Teste	Re	Sre	L (mm)	Sl (mm)
1	1992	14	0,39	0,01
2	1993	17	0,38	0,01
3	2004	22	0,39	0,01
4	2015	35	0,39	0,01
5	2019	21	0,38	0,01
6	2044	47	0,40	0,01
7	2058	17	0,40	0,01
8	2068	37	0,39	0,01
9	2085	13	0,41	0,01
10	2084	19	0,39	0,01
11	2089	37	0,39	0,01
Média	2041	37	0,39	0,01

Tabela 2 – Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 2000 à 5000, com suporte na válvula.

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	1992	14	0,39	$\bar{Re} = 2041$	1	3014	23	0,55	$\bar{Re} = 3040$
2	1993	17	0,38		2	3020	31	0,55	
3	2004	22	0,39	$S_{\bar{Re}} = 37$	3	3027	16	0,55	$S_{\bar{Re}} = 31$
4	2015	35	0,39		4	3034	17	0,55	
5	2019	21	0,38	$u(Re) = 17$	5	3034	31	0,55	$u(Re) = 16$
6	2044	47	0,40		6	3033	34	0,54	
7	2058	17	0,40	$\bar{L} = 0,39$	7	3033	20	0,55	$\bar{L} = 0,55$
8	2068	34	0,39		8	3052	55	0,55	
9	2085	13	0,41		9	3063	23	0,54	
10	2084	19	0,39	$S_L = 0,01$	10	3064	26	0,55	$S_L = 0,01$
11	2089	37	0,39		11	3066	18	0,53	
Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	4009	29	0,70	$\bar{Re} = 4051$	1	5274	43	0,85	$\bar{Re} = 5061$
2	4019	14	0,70		2	5006	36	0,85	
3	4031	43	0,69	$S_{\bar{Re}} = 25$	3	5026	22	0,86	$S_{\bar{Re}} = 32$
4	4042	47	0,71		4	5018	19	0,85	
5	4051	28	0,71	$u(Re) = 14$	5	5031	25	0,86	$u(Re) = 18$
6	4047	19	0,70		6	5039	32	0,85	
7	4055	46	0,71	$\bar{L} = 0,70$	7	5065	17	0,85	$\bar{L} = 0,86$
8	4065	26	0,69		8	5068	22	0,86	
9	4082	19	0,70	$S_L = 0,01$	9	5085	28	0,87	$S_L = 0,01$
10	4075	19	0,72		10	5068	11	0,86	
11	4090	37	0,71		11	5090	41	0,86	

Tabela 3 – Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 6000 à 9000, com suporte na válvula.

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	6011	47	0,99	$\bar{Re} = 6038$	1	7018	61	1,15	$\bar{Re} = 7053$
2	6025	23	1,00		2	6986	31	1,17	
3	6011	39	0,99	$S_{\bar{Re}} = 25$	3	6990	42	1,15	$S_{\bar{Re}} = 44$
4	6028	19	0,99		4	7023	25	1,17	
5	6028	34	1,00	$u(Re) = 14$	5	7060	38	1,17	$u(Re) = 18$
6	6020	27	0,99		6	7041	46	1,15	
7	6027	37	0,98	$\bar{L} = 0,99$	7	7114	31	1,16	$\bar{L} = 1,16$
8	6042	53	0,99		8	7063	49	1,17	
9	6068	34	1,00	$S_L = 0,01$	9	7094	29	1,16	$S_L = 0,01$
10	6073	27	0,99		10	7096	46	1,15	
11	6082	37	1,00		11	7094	33	1,17	
Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	8005	28	1,35	$\bar{Re} = 8001$	1	9023	19	1,50	$\bar{Re} = 9016$
2	8005	16	1,31		2	9029	31	1,49	
3	8047	37	1,32	$S_{\bar{Re}} = 44$	3	9009	45	1,50	$S_{\bar{Re}} = 28$
4	8056	25	1,31		4	9066	44	1,49	
5	8080	18	1,32	$u(Re) = 17$	5	9053	49	1,51	$u(Re) = 15$
6	8020	46	1,31		6	9019	29	1,50	
7	7997	37	1,31	$\bar{L} = 1,31$	7	9010	33	1,47	$\bar{L} = 1,49$
8	7960	41	1,30		8	9015	40	1,50	
9	7965	47	1,29	$S_L = 0,02$	9	8979	26	1,49	$S_L = 0,01$
10	7946	53	1,29		10	8970	47	1,47	
11	7926	34	1,29		11	8998	27	1,48	

Tabela 4 – Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 10000 à 13000, com suporte na válvula.

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	10125	45	1,72	$\bar{\bar{Re}} = 10036$	1	10952	43	1,90	$\bar{\bar{Re}} = 11028$
2	10141	53	1,72		2	10965	50	1,88	
3	10085	24	1,70	$S_{\bar{Re}} = 69$	3	10940	29	1,89	$S_{\bar{Re}} = 49$
4	10107	73	1,72		4	10941	53	1,90	
5	10057	41	1,71	$u(Re) = 24$	5	10955	37	1,90	$u(Re) = 17$
6	10007	52	1,71		6	11141	49	1,93	
7	9984	28	1,69	$\bar{L} = 1,71$	7	11071	34	1,93	$\bar{L} = 1,92$
8	9963	46	1,70		8	11100	37	1,94	
9	9985	51	1,69	$S_L = 0,01$	9	11073	40	1,94	$S_L = 0,02$
10	9962	48	1,72		10	11097	37	1,94	
11	9975	55	1,72		11	11083	37	1,93	

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	12003	46	2,10	$\bar{\bar{Re}} = 12015$	1	12897	37	2,31	$\bar{\bar{Re}} = 13002$
2	11989	40	2,13		2	13001	46	2,34	
3	12013	51	2,11	$S_{\bar{Re}} = 35$	3	13024	52	2,33	$S_{\bar{Re}} = 37$
4	12007	37	2,10		4	13032	35	2,31	
5	11981	49	2,12	$u(Re) = 16$	5	13007	41	2,32	$u(Re) = 18$
6	11992	40	2,12		6	12994	37	2,30	
7	11991	46	2,16	$\bar{L} = 2,13$	7	12999	44	2,31	$\bar{L} = 2,32$
8	12034	56	2,14		8	13013	48	2,32	
9	12007	41	2,16	$S_L = 0,03$	9	13025	54	2,32	$S_L = 0,01$
10	12054	51	2,17		10	13022	50	2,30	
11	12099	55	2,16		11	13017	61	2,31	

Tabela 5 – Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 14000 à 18000, com suporte na válvula.

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L(mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L(mm)	
1	14103	63	2,55	$\bar{Re} = 14104$	1	15098	57	2,69	$\bar{Re} = 15111$
2	14107	53	2,57		2	15091	45	2,66	
3	14093	44	2,57	$S_{\bar{Re}} = 27$	3	15125	64	2,66	$S_{\bar{Re}} = 21$
4	14085	47	2,57		4	15117	62	2,67	
5	14112	60	2,54	$u(Re) = 15$	5	15122	58	2,65	$u(Re) = 14$
6	14107	55	2,55		6	15112	53	2,67	
7	14097	57	2,57	$\bar{L} = 2,56$	7	15099	55	2,65	$\bar{L} = 2,66$
8	14099	48	2,56		8	15093	59	2,66	
9	14107	66	2,52	$S_L = 0,02$	9	15125	69	2,65	$S_L = 0,02$
10	14111	60	2,55		10	15118	57	2,68	
11	14130	35	2,57		11	15122	46	2,63	

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L(mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L(mm)	
1	16135	49	2,89	$\bar{Re} = 16124$	1	17129	58	2,99	$\bar{Re} = 17128$
2	16122	51	2,88		2	17135	37	3,05	
3	16137	78	2,88	$S_{\bar{Re}} = 24$	3	17126	46	3,03	$S_{\bar{Re}} = 31$
4	16142	32	2,87		4	17141	52	3,03	
5	16117	49	2,87	$u(Re) = 15$	5	17108	60	3,02	$u(Re) = 14$
6	16126	34	2,86		6	17136	47	3,05	
7	16097	68	2,89	$\bar{L} = 2,87$	7	17142	53	3,02	$\bar{L} = 3,02$
8	16099	55	2,88		8	17129	39	3,01	
9	16136	40	2,86	$S_L = 0,01$	9	17113	48	3,02	$S_L = 0,02$
10	16141	42	2,87		10	17127	72	3,00	
11	16119	68	2,85		11	17131	54	3,03	

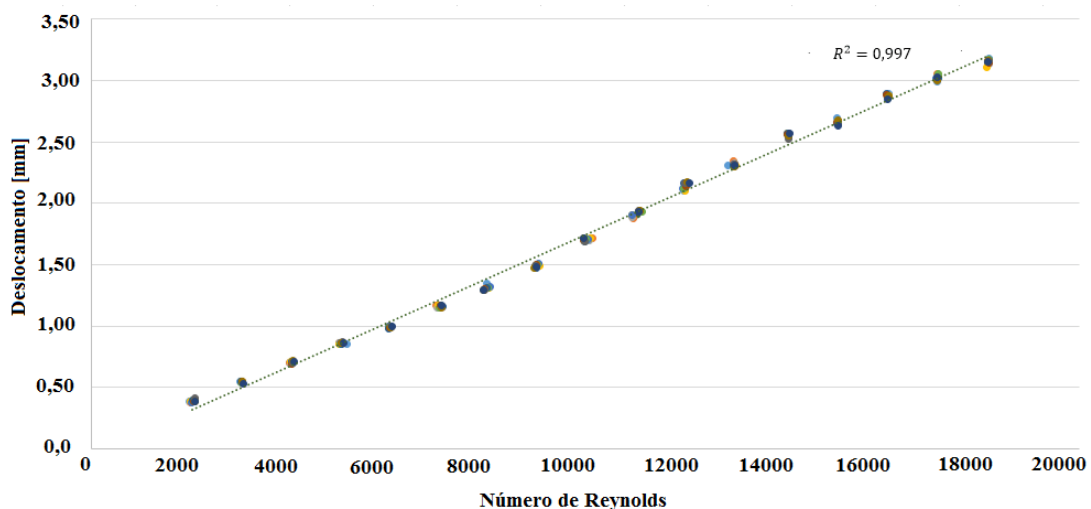
Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L(mm)	
1	18175	48	3,18	$\bar{Re} = 18163$
2	18152	50	3,13	
3	18178	63	3,13	$S_{\bar{Re}} = 22$
4	18136	37	3,11	
5	18179	49	3,15	$u(Re) = 15$
6	18180	57	3,17	
7	18156	64	3,15	$\bar{L} = 3,15$
8	18171	52	3,14	
9	18163	71	3,16	$S_L = 0,02$
10	18147	64	3,16	
11	18158	69	3,15	

Com o objetivo de avaliar o comportamento da distância de equilíbrio estático com o número de Reynolds do escoamento, plotamos os dados das Tabelas 2, 3, 4 e 5 na forma gráfica (Figura 24). Observamos que esse comportamento é bem representado por uma equação linear. O ajuste dos dados por uma equação linear usando o método dos mínimos quadrados fornece a seguinte equação:

$$L(Re) = 1,784 \cdot 10^{-4} Re - 4,237 \cdot 10^{-2} \quad (8)$$

cujo coeficiente de determinação  $r^2$  é igual a 0,997, o que mostra a boa qualidade do modelo linear de estimar corretamente os valores da distância de equilíbrio. A incerteza final da distância de equilíbrio levando em consideração a incerteza do ajuste e a incerteza de medição da distância de equilíbrio é de 0,05 mm. O procedimento usado para calcular essa incerteza é apresentado nos Apêndices B e C.

Figura 24 – Deslocamento em função do número de Reynolds para o teste com uso do suporte.



Fonte: Próprio autor

Essa equação para o comportamento da abertura de equilíbrio da válvula pode ser usada no projeto de válvulas de sucção. Entretanto, durante o funcionamento de um compressor, o número de Reynolds do escoamento pela válvula de sucção é variável. Isto significa que o posicionamento do batente no projeto de um compressor também deve ser variável para se ajustar aos valores dos números de Reynolds. O custo de implementação de um dispositivo para realizar esta tarefa pode ser proibitivo tendo em vista o baixo custo deste tipo de compressor.

Portanto, para implementar esta ideia do batente, sua posição deveria ser fixa. A definição dessa posição, portanto, pode surgir da solução de um problema de otimização, cuja variável a ser otimizada é a posição do batente que forneça a máxima quantidade de massa de refrigerante aspirada durante o processo de sucção.

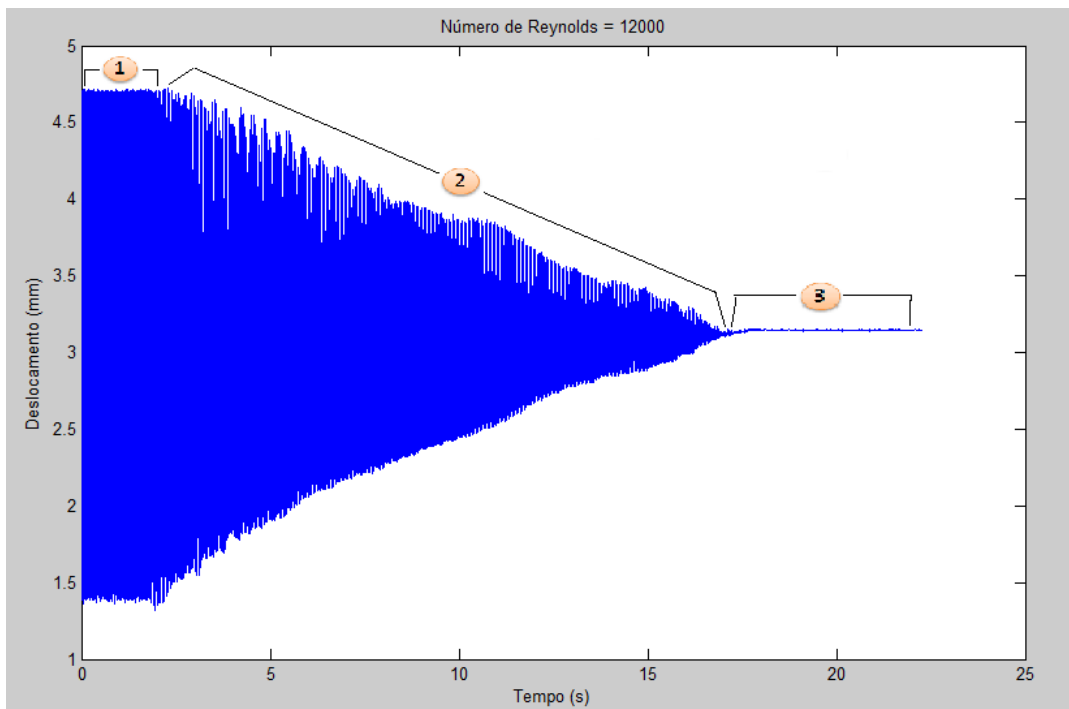
Este problema de otimização pode ser implementado e solucionado usando métodos numéricos de solução de escoamentos, como por exemplo, o método dos Volumes Finitos.

### 3.2 VÁLVULA SEM USO DO SUPORTE

Como descrito anteriormente, os testes foram realizados para duas configurações. Mostramos aqui os resultados obtidos para os testes da válvula sem o suporte, configuração mostrada na Figura 17.

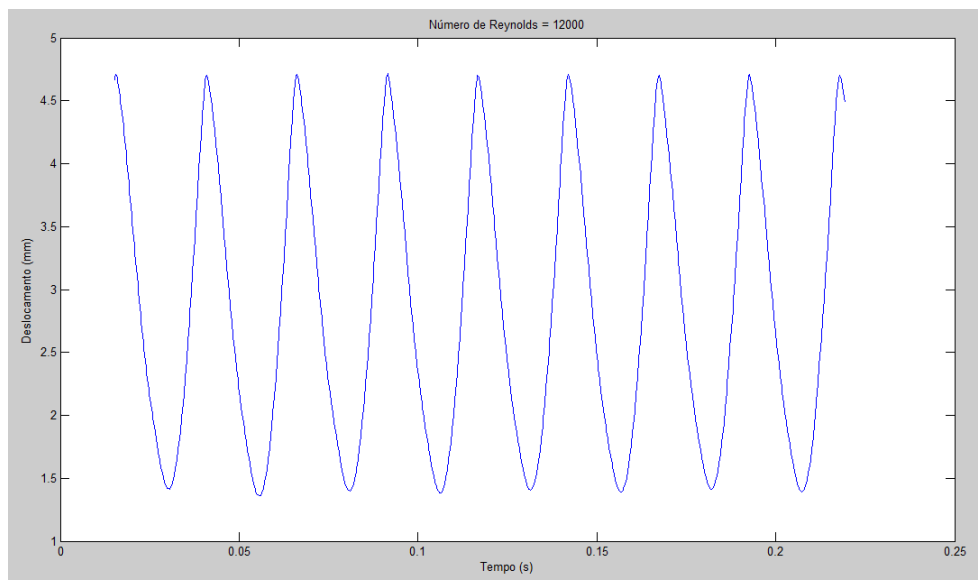
A Figura 25 mostra o deslocamento instantâneo da palheta durante todo teste para o número de Reynolds de 12000. Aqui também observamos as três regiões distintas. Na região 1 está representado o deslocamento livre da palheta, visto em detalhe na Figura 26. A região 2 apresenta o deslocamento da palheta a partir do instante em que a ponta da medição do micrômetro (batente) encosta na extremidade da palheta. Observamos que a amplitude do movimento diminui com o avanço da ponta de medição do micrômetro. Entretanto, o movimento oscilatório continua acontecendo, como pode ser visto em detalhe na Figura 27. Na região 3, novamente percebemos que a oscilação da palheta é desprezível, região que denominamos de equilíbrio estático da palheta - detalhe na Figura 28.

Figura 25 – Deslocamento da válvula durante todo teste para o número de Reynolds de 12000.



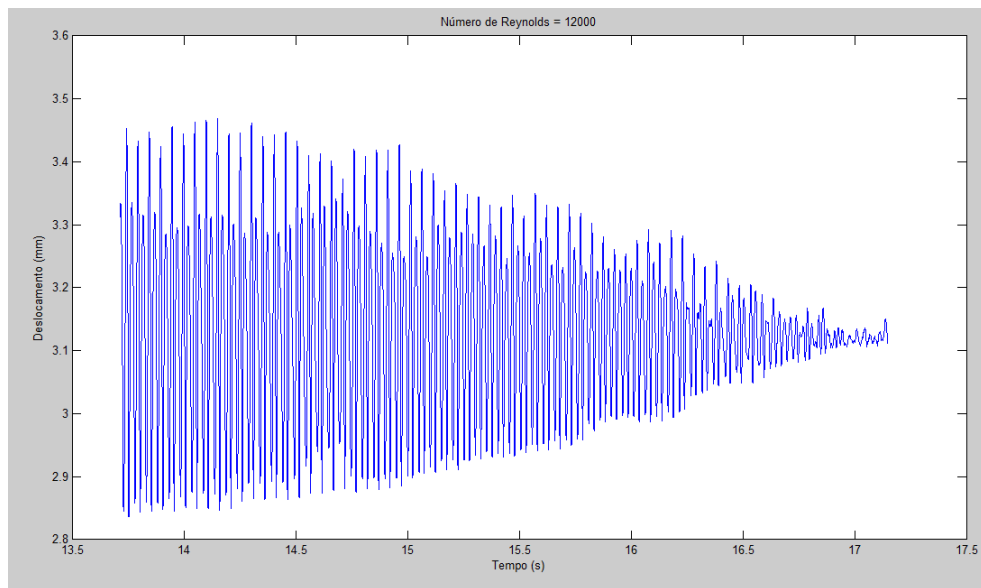
Fonte: Próprio autor

Figura 26 – Posição instantânea da válvula em parte da região 1 para  $Re=12000$ .



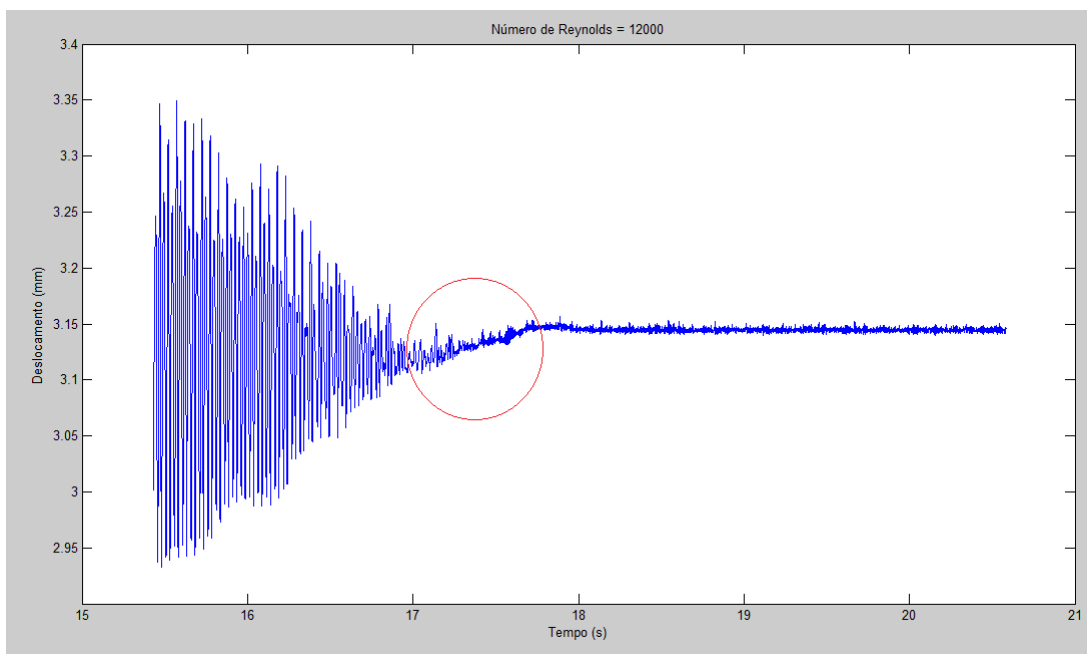
Fonte: Próprio autor

Figura 27 – Posição instantânea da válvula em parte da região 2 para  $Re=12000$ .



Fonte: Próprio autor

Figura 28 – Posição instantânea da válvula em parte da região 3 para  $Re=12000$ .



Fonte: Próprio autor

Os resultados para a distância de equilíbrio estático obtidos para todos os testes são mostrados nas Tabelas 6, 7, 8 e 9, assim como as incertezas de medição para o número de Reynolds e para a distância de equilíbrio  $L$ .



Tabela 6 – Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 2000 à 5000, sem suporte na válvula.

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	2118	26	0,42	$\bar{Re} = 2088$	1	3029	22	0,60	$\bar{Re} = 3050$
2	2157	37	0,44		2	3049	29	0,60	
3	2164	13	0,44	$S_{\bar{Re}} = 51$	3	3054	24	0,61	$S_{\bar{Re}} = 32$
4	2110	17	0,45		4	3031	14	0,61	
5	2133	24	0,45	$u(Re) = 17$	5	3049	26	0,61	$u(Re) = 14$
6	3128	31	0,44		6	3053	17	0,62	
7	2147	16	0,45	$\bar{L} = 0,44$	7	3052	21	0,62	$\bar{L} = 0,63$
8	2007	30	0,44		8	3055	29	0,67	
9	1994	41	0,44	$S_L = 0,01$	9	3056	36	0,68	$S_L = 0,03$
10	2008	16	0,45		10	3060	12	0,66	
11	1989	27	0,44		11	3061	22	0,67	

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	4016	31	0,79	$\bar{Re} = 4034$	1	5008	30	0,99	$\bar{Re} = 5059$
2	4038	26	0,77		2	4999	21	0,98	
3	4022	19	0,78	$S_{\bar{Re}} = 27$	3	5077	34	0,96	$S_{\bar{Re}} = 36$
4	4013	37	0,77		4	5018	42	0,97	
5	4034	18	0,78	$u(Re) = 14$	5	5082	25	0,99	$u(Re) = 15$
6	4040	15	0,80		6	5099	34	0,99	
7	4045	27	0,79	$\bar{L} = 0,79$	7	5108	20	0,98	$\bar{L} = 0,98$
8	4030	11	0,80		8	5047	24	0,97	
9	4039	33	0,78	$S_L = 0,01$	9	5069	20	0,96	$S_L = 0,01$
10	4046	16	0,79		10	5059	27	0,99	
11	4051	14	0,80		11	5078	34	0,95	

Tabela 7 – Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 6000 à 9000, sem suporte na válvula.

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	5938	46	1,20	$\bar{Re} = 5984$	1	6994	37	1,46	$\bar{Re} = 7015$
2	5954	24	1,18		2	6998	37	1,45	
3	5997	29	1,19	$S_{\bar{Re}} = 58$	3	7001	41	1,45	$S_{\bar{Re}} = 39$
4	5919	27	1,19		4	6966	22	1,45	
5	5926	43	1,17	$u(Re) = 18$	5	6984	40	1,45	$u(Re) = 14$
6	5933	19	1,18		6	6982	24	1,46	
7	5952	22	1,18	$\bar{L} = 1,18$	7	6990	18	1,46	$\bar{L} = 1,45$
8	6051	34	1,18		8	7060	26	1,43	
9	6064	17	1,17	$S_L = 0,01$	9	7063	29	1,45	$S_L = 0,01$
10	6034	40	1,16		10	7057	36	1,44	
11	6059	39	1,18		11	7072	43	1,46	

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	8055	41	1,73	$\bar{Re} = 8014$	1	9026	53	2,02	$\bar{Re} = 9010$
2	8067	19	1,72		2	9028	27	1,99	
3	8058	34	1,71	$S_{\bar{Re}} = 36$	3	9053	43	2,02	$S_{\bar{Re}} = 39$
4	8004	37	1,72		4	8983	51	2,03	
5	7975	25	1,75	$u(Re) = 14$	5	8981	45	2,01	$u(Re) = 17$
6	7974	39	1,73		6	8962	44	2,02	
7	7956	37	1,73	$\bar{L} = 1,72$	7	8947	50	2,03	$\bar{L} = 2,02$
8	8016	46	1,72		8	8997	37	2,02	
9	8015	26	1,72	$S_L = 0,01$	9	9051	53	2,01	$S_L = 0,01$
10	8032	48	1,73		10	9030	44	2,03	
11	8008	38	1,71		11	9070	27	2,02	

Tabela 8 – Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 10000 à 13000, sem suporte na válvula.

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	10036	49	2,24	$\bar{Re} = 10066$	1	11094	37	2,52	$\bar{Re} = 11038$
2	9994	34	2,25		2	10975	39	2,49	
3	10019	44	2,23	$S_{\bar{Re}} = 42$	3	10913	37	2,51	$S_{\bar{Re}} = 53$
4	10107	52	2,30		4	11067	40	2,54	
5	10072	46	2,32	$u(Re) = 17$	5	11096	37	2,55	$u(Re) = 18$
6	10058	51	2,32		6	11060	47	2,53	
7	10031	38	2,29	$\bar{L} = 2,27$	7	11030	51	2,53	$\bar{L} = 2,53$
8	10103	55	2,28		8	11027	53	5,52	
9	10121	36	2,23	$S_L = 0,03$	9	11057	47	2,54	$S_L = 0,02$
10	10078	55	2,26		10	11050	49	2,55	
11	10104	61	2,27		11	11052	57	2,52	

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	11970	45	2,69	$\bar{Re} = 12006$	1	13001	41	2,95	$\bar{Re} = 13017$
2	11918	40	2,70		2	12984	41	2,91	
3	11932	38	2,69	$S_{\bar{Re}} = 64$	3	13042	54	2,93	$S_{\bar{Re}} = 27$
4	12110	50	2,80		4	13036	56	2,92	
5	12050	54	2,79	$u(Re) = 22$	5	12989	37	2,95	$u(Re) = 14$
6	12095	42	2,77		6	12988	29	2,90	
7	12069	50	2,77	$\bar{L} = 2,74$	7	13010	37	2,93	$\bar{L} = 2,92$
8	12148	33	2,72		8	13054	56	2,92	
9	12023	60	2,73	$S_L = 0,04$	9	13032	37	2,91	$S_L = 0,02$
10	11896	40	2,75		10	12998	49	2,91	
11	11859	57	2,70		11	13056	40	2,92	

Tabela 9 – Posição do equilíbrio estático para cada número de Reynolds de 14000 à 18000, sem suporte na válvula.

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	13999	71	3,28	$\bar{\bar{Re}} = 14025$	1	15072	53	3,51	$\bar{\bar{Re}} = 15044$
2	13988	49	3,27		2	15069	29	3,50	
3	14072	54	3,30	$S_{\bar{Re}} = 34$	3	15031	53	3,52	$S_{\bar{Re}} = 39$
4	14052	67	3,29		4	15015	50	3,53	
5	14040	66	3,28	$u(Re) = 16$	5	15070	27	3,52	$u(Re) = 16$
6	14039	38	3,31		6	15075	40	3,51	
7	14011	67	3,29	$\bar{L} = 3,29$	7	15067	38	3,54	$\bar{L} = 3,52$
8	13995	46	3,29		8	15011	44	3,53	
9	14012	54	3,28	$S_L = 0,01$	9	15037	27	3,52	$S_L = 0,01$
10	14052	39	3,31		10	15053	54	3,52	
11	14015	40	3,30		11	15018	29	3,53	

Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)		Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	16121	68	3,69	$\bar{\bar{Re}} = 16102$	1	17111	66	3,91	$\bar{\bar{Re}} = 17108$
2	16097	57	3,68		2	17123	46	3,92	
3	16115	56	3,70	$S_{\bar{Re}} = 48$	3	17099	57	3,90	$S_{\bar{Re}} = 35$
4	16115	35	3,70		4	17008	66	3,91	
5	16098	72	3,69	$u(Re) = 18$	5	17127	39	3,93	$u(Re) = 16$
6	16076	54	3,71		6	17097	61	3,90	
7	16125	38	3,72	$\bar{L} = 3,70$	7	17115	44	3,91	$\bar{L} = 3,92$
8	16087	67	3,70		8	17135	46	3,92	
9	16081	50	3,73	$S_L = 0,02$	9	17129	39	3,92	$S_L = 0,01$
10	16172	73	3,68		10	17093	60	3,94	
11	16134	45	3,69		11	17117	49	3,91	

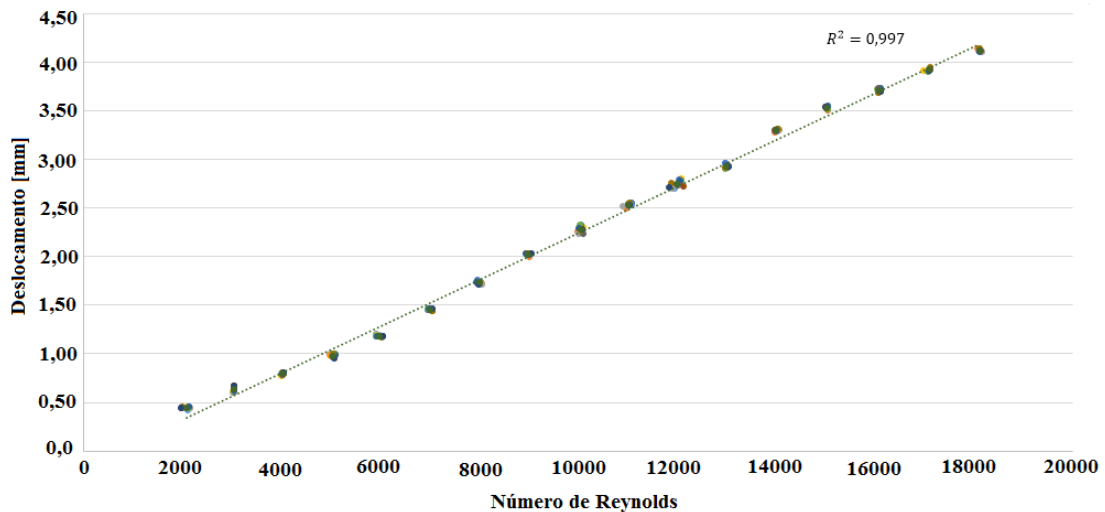
Teste	$\bar{Re}$	$S_{Re}$	L (mm)	
1	18108	58	4,11	$\bar{\bar{Re}} = 18132$
2	18096	52	4,13	
3	18175	37	4,10	$S_{\bar{Re}} = 34$
4	18129	63	4,11	
5	18133	27	4,11	$u(Re) = 17$
6	18137	54	4,12	
7	18134	49	4,10	$\bar{L} = 4,11$
8	18152	70	4,11	
9	18135	31	4,12	$S_L = 0,01$
10	18137	55	4,13	
11	18128	64	4,11	

Novamente, com objetivo de avaliar o comportamento da distância de equilíbrio estático com o número de Reynolds do escoamento, plotamos os dados das Tabelas 6, 7, 8 e 9, na forma gráfica (Figura 29). Observamos que esse comportamento também é bem representado por uma equação linear. O ajuste dos dados por uma equação linear usando o método dos mínimos quadrados fornece a seguinte equação:

$$L(Re) = 2,7438 \cdot 10^{-4} Re - 1,5783 \cdot 10^{-1} \quad (9)$$

cujo coeficiente de determinação  $r^2$  é igual a 0,997, o que mostra a boa qualidade do modelo linear de estimar corretamente os valores da distância de equilíbrio. A incerteza final da distância de equilíbrio levando em consideração a incerteza do ajuste e a incerteza de medição da distância de equilíbrio é de 0,09 mm.

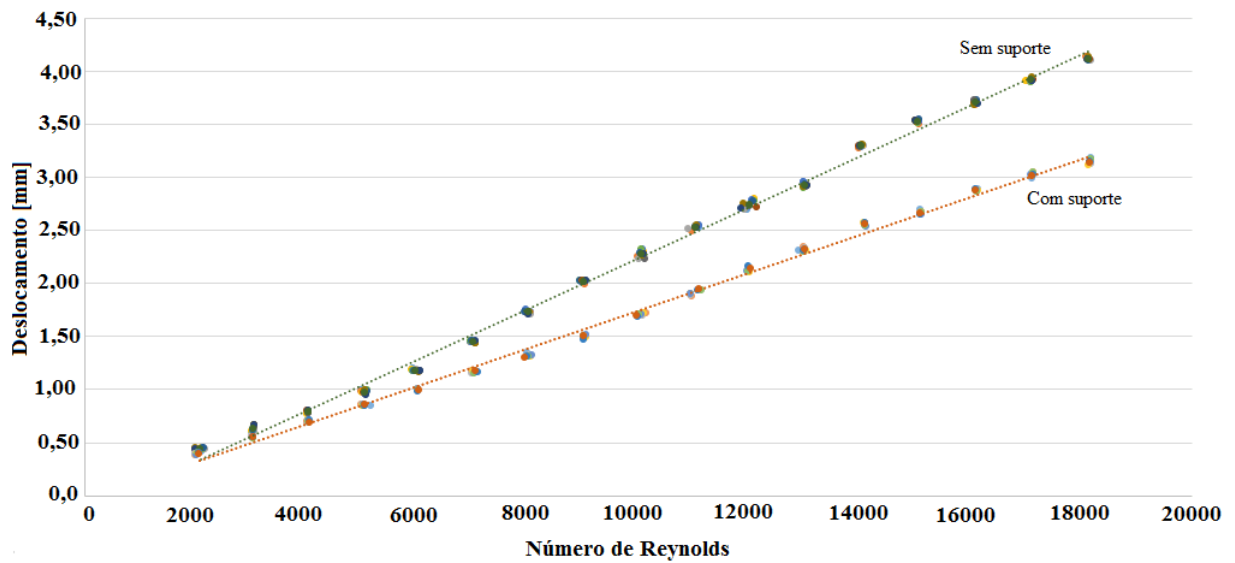
Figura 29 – Deslocamento em função do número de Reynolds para o teste sem uso do suporte.



Fonte: Próprio autor

Com o objetivo de analisar a influência da rigidez do sistema, plotamos os dados para os dois tipos de testes anteriores (palleta com e sem suporte) na Figura 30. Observamos que a rigidez do sistema influencia significativamente a posição de equilíbrio estático. A distância de equilíbrio estático para a válvula sem o suporte - menor rigidez - é maior do que aquela da válvula com suporte. Além disso, a influência aumenta com o número de Reynolds, atingindo cerca de 50% para  $Re=18000$ .

Figura 30 – Deslocamento em função do número de Reynolds para o teste sem uso do suporte.



Fonte: Próprio autor

Para o teste com  $Re=6000$  na válvula sem o suporte observamos um fenômeno diferente: ao se retirar o batente, a válvula se manteve em equilíbrio estático, ou seja, não voltou a oscilar normalmente. Em todos os outros testes esse fato não ocorreu. Trata-se, portanto, de um ponto de equilíbrio instável, em que qualquer interferência externa é capaz de retornar o movimento da válvula.

## 4 CONCLUSÕES

A eficiência de um compressor de refrigeração de pequeno porte depende significativamente da eficiência do processo de sucção. Essa eficiência, por sua vez, está relacionada diretamente ao funcionamento da válvula de sucção, responsável por 25% das perdas termodinâmicas em compressores herméticos de alta eficiência. Uma característica encontrada neste tipo de válvula é sua instabilidade durante o processo de sucção. Essas instabilidades causam o fechamento parcial, ou completo, da válvula algumas vezes durante o processo. Essas oscilações reduzem a quantidade de massa de refrigerante que é aspirada para dentro do cilindro, reduzindo a eficiência do compressor.

Nesse trabalho propomos um método para reduzir ou eliminar as oscilações de válvula de sucção por meio de um controle natural de seu movimento de baixo custo de implementação. Tendo em mente que as instabilidades são causadas pela força de restauração da válvula, relacionada à sua rigidez, pensamos em limitar essa força por meio da instalação de um batente em uma posição que eliminasse a instabilidade, ou seja, que mantivesse a válvula em uma condição de equilíbrio estático.

A proposta foi implementada experimentalmente com sucesso. Comprovamos que existe uma posição do batente na qual é estabelecido o equilíbrio entre a força causada pelo escoamento na válvula e sua força restauradora. Nessa posição, a válvula encontra-se estaticamente em equilíbrio, eliminando sua instabilidade. Descobrimos que a distância de equilíbrio depende fortemente do número de Reynolds e que essa dependência é representada muito bem por uma equação linear. Além disso, mostramos que o aumento da rigidez do sistema promove uma redução da distância de equilíbrio estático e que essa redução aumenta com o aumento do número de Reynolds, atingindo cerca de 50% para número de Reynolds igual a 18000.

O próximo passo é investigar o posicionamento ótimo do batente durante o período de sucção, visto que o número de Reynolds é variável. Devemos, portanto, resolver um problema de otimização, pois à medida que limitamos a abertura máxima da válvula, reduzimos as oscilações e, conseqüentemente, aumentamos a quantidade de refrigerante succionado, mas também reduzimos a vazão de entrada de refrigerante devido ao aumento da perda de carga do escoamento. Um outro ponto para ser observado no problema de

otimização é o fator volume morto, pois a instalação do batente se dá no interior do cilindro, sendo necessário fazer um rasgo na parede do cilindro para o alojamento do batente.



## REFERÊNCIAS

ABNT, I.; SBM, P. R.-M. **Guia para a expressão da incerteza de medição**. 3.ed. Rio de Janeiro: INMETRO, 2003. p.138.

ANDREOTTI, T. **Análise experimental da interação fluido estrutura no escoamento em difusores radiais**. 2013. 115 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, 2013.

ANEEL, A. N. de E. E. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. 3.ed. Brasília: ANEEL, 2008. p.236.

ARANTES, D. M. **Estudo experimental da interação fluido-estrutura em um modelo de válvula de compressor de refrigeração**. 2013. 119 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, 2013.

BRANDL, A.; BIELMEIER, O.; SPIEGL, B. Fast-acting suction-valve control: capacity modulation and impact on valve dynamics. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceeding...** West Lafayette:[s.n.], 2012. p. 8.

GHISI, E.; GOSCH, S.; LAMBERTS, R. Electricity end-uses in the residential sector of Brazil. **Energy Policy**, Londres, v. 35, n. 8, p. 4107–4120, 2007.

HARELAND, M.; HOEL, A.; JONSSON, S.; LIANG, D.; CHAI, G. Selection of flapper valve steel for high efficient compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 22., 2014, West Lafayette. **Proceeding...** West Lafayette:[s.n.], 2014. p. 9.

IBGE, I. B. D. G. E. E. **Domicílios brasileiros tem mais TV e refrigeradores do que rádio**: censo. São Paulo: IBGE, 2012.

LIMA, P.; SILVEIRA, F. L. d. On type a and type b uncertainties and its propagation without derivatives: a contribution to incorporate contemporary metrology to physics' laboratories in higher education. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, Porto Alegre, v. 33, n. 2, p. 1–6, 2011.

LIU, G.; ZHAO, Y.; WANG, L.; YANG, Q.; TANG, B.; LI, L. Dynamic performance of valve in reciprocating compressor used stepless capacity regulation system. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 22., 2014, West Lafayette. **Proceeding...** West Lafayette:[s.n.], 2014. p. 6.

LÜCKMANN, A. J.; ALVES, M. V. C.; BARBOSA, J. R. Analysis of oil pumping in a reciprocating compressor. **Applied Thermal Engineering**, Florianópolis, v. 29, n. 14, p. 3118–3123, 2009.

NAGATA, S.; NOZAKI, T.; AKIZAWA, T. Analysis of dynamic behavior of suction valve using strain gauge in reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 20., 2010, West Lafayette. **Proceeding...** West Lafayette:[s.n.], 2010. p. 8.

OLIVEIRA, S. J.; REAL, M. A. Analytical and experimental study of discharge flow behavior provided by electronically controlled valves in hermetic compressors. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 20., 2010, West Lafayette. **Proceeding...** West Lafayette:[s.n.], 2010. p. 9.

PEREIRA, E. L. L. **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos**. 2006, 143 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 2006.

POSSAMAI, F. C. **Escoamento laminar através de válvulas inclinadas de compressores de refrigeração**. 1994. 128 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 1994.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. A review of household compressor energy performance. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 17., 2004, West Lafayette. **Proceeding...** West Lafayette:[s.n.], 2004. p. 8.

RIBAS, F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T. Thermal analysis of reciprocating compressors - A critical review. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceeding...** West Lafayette:[s.n.], 2008. p. 8.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. [S.l.]: McGraw-Hill, São Paulo, 1985.

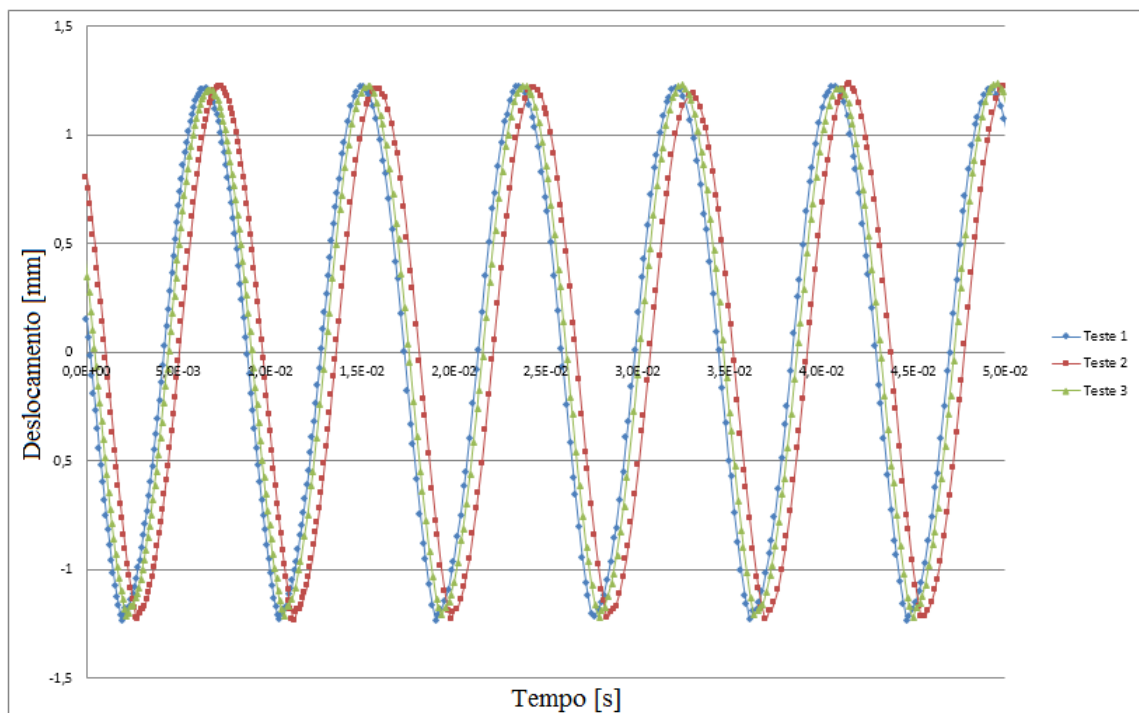
WU, S.; WANG, Z. A numerical simulation of fluid-structure interaction for refrigerator compressors suction and exhaust system performance analysis. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 22., 2014, West Lafayette. **Proceeding...** West Lafayette:[s.n.], 2014. p. 7.

## APÊNDICE

### A VERIFICAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DA BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental usada nos testes foi reformada e todo sistema de aquisição de dados foi reinstalado. Para verificar o funcionamento da bancada, realizamos testes preliminares para obter o movimento da palheta para um escoamento com número de Reynolds igual a 6000. Os três testes realizados mostram a boa repetibilidade dos dados e a coerência dos resultados quando comparados aos dados disponíveis em Arantes (2013) (Figura A.1).

Figura A.1 – Comparação entre os testes da abertura e fechamento da válvula.



Fonte: Próprio autor

## B ANÁLISE DE INCERTEZAS

Nos trabalhos experimentais, são fundamentais os estudos de confiabilidade dos resultados de medição de uma grandeza física. Essa confiabilidade é uma indicação quantitativa da qualidade do resultado, que é determinada pelo cálculo das incertezas experimentais.

### B.1 INCERTEZA NA MEDIÇÃO

As incertezas podem ser classificadas como do Tipo A e Tipo B: a incerteza que se obtém por uma análise estatística de uma série de observações denomina-se de incerteza do Tipo A; a incerteza obtida por qualquer outro método é conhecida como incerteza do Tipo B. (ABNT, 2003)

A incerteza do Tipo A é definida pelo desvio padrão da média das medidas, demonstrada na Equação 10:

$$u(x) = \frac{S(x)}{\sqrt{n}} \quad (10)$$

onde  $S(x)$  é o desvio padrão da amostra de valores medidos.

Muitas vezes, não é possível ou não é economicamente viável quantificar a influência de certas fontes de incerteza por meio de múltiplas medições de um parâmetro - o que não permite uma análise estatística - e, nesses casos, a estimativa da incerteza depende da experiência prática do experimentalista, o que caracteriza a incerteza tipo B. Essa estimativa pode ser feita com base em:

- certificados de calibração;
- registros históricos das características do sistema de medição;
- dados de medições anteriores;
- especificação do fabricante, entre outros.

Diferentemente das incertezas do tipo A, que envolve procedimentos já bastante conhecidos (cálculo do desvio padrão da média), os procedimentos para estimar a incerteza do tipo B exigem maior experiência.

Para estimar a incerteza do tipo B é necessário levar em consideração todas as informações disponíveis que estejam relacionadas à qualidade do resultado da medição. Uma maneira de se fazer isso é propor, a priori, uma distribuição de probabilidades, por exemplo, gaussiana, retangular, triangular, entre outras.

Muitos experimentalistas assumem que a distribuição de incertezas aleatórias possui um comportamento de distribuição gaussiana. Isso nem sempre é verdade, pois a proximidade com uma distribuição gaussiana depende do tamanho da amostra analisada.

A distribuição gaussiana (distribuição normal) é representada matematicamente pela Equação 11:

$$P(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{[\frac{1}{2}(\frac{x-\mu}{\sigma})^2]} \quad (11)$$

no qual  $P$  é a probabilidade de que, em uma distribuição com média  $\mu$  e um desvio padrão  $\sigma$ , o valor da variável  $x$  seja observada.

Considerando uma amostra finita, as estimativas da média e do desvio padrão são dadas por:(LIMA; SILVEIRA, 2011)

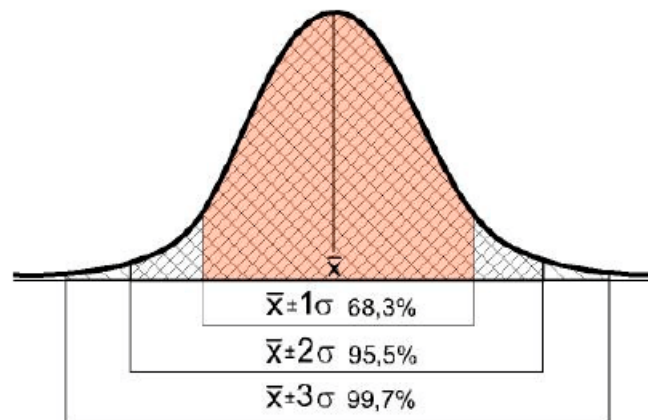
$$\mu \sim \bar{x} = \frac{1}{N} \sum_1^N x_i \quad (12)$$

$$\sigma \sim s = [\frac{1}{N} \sum_1^N (x_i - \bar{x})^2]^{1/2}, \text{ para } N > 30 \text{ grande amostra.}$$

$$\sigma \sim s = [\frac{1}{N-1} \sum_1^N (x_i - \bar{x})^2]^{1/2}, \text{ para } N < 30 \text{ pequena amostra.}$$

Para uma faixa em torno da média dada em termos do desvio padrão, a área abaixo da curva, representada na Figura B.1, mostra a probabilidade de ocorrência dos valores dentro desta faixa:

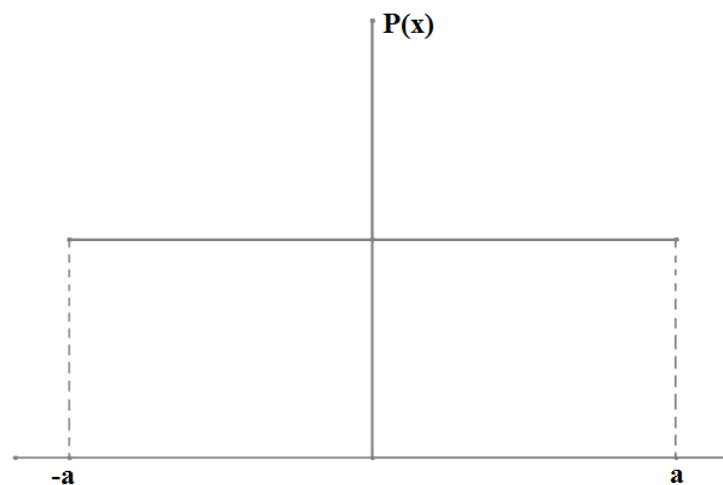
Figura B.1 – Curva normal de distribuição de probabilidade e faixas de probabilidade de ocorrências



Fonte: (LIMA; SILVEIRA, 2011).

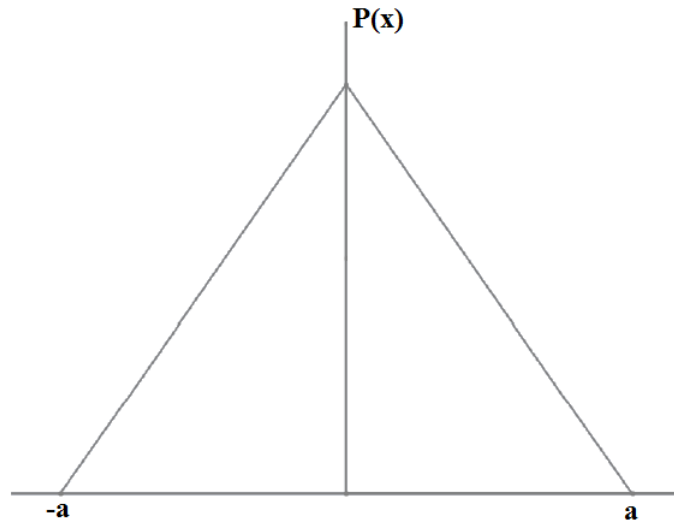
A incerteza tipo B também pode ser estimada com base em limites máximos e mínimos admissíveis, quando o número de informações forem insuficientes para determinar a distribuição estatística exata. Nesses casos, podemos usar, por exemplo, as distribuições retangular e triangular, cujas representações são ilustradas nas Figura B.2 e B.3, respectivamente.

Figura B.2 – Distribuição retangular..



Fonte: Próprio autor

Figura B.3 – Distribuição triangular..



Fonte: Próprio autor

O desvio padrão de uma distribuição retangular é dada por:

$$u(x) = \frac{a}{\sqrt{3}} \quad (13)$$

e, de uma distribuição triangular, por:

$$u(x) = \frac{a}{\sqrt{6}} \quad (14)$$

## B.2 PROPAGAÇÃO DA INCERTEZA

Quando uma dada grandeza é obtida por meio de um conjunto de grandezas cujas incertezas são conhecidas, sua incerteza é calculada por meio da propagação da incerteza de cada grandeza envolvida. Seja  $R$  uma variável dependente de  $x_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$ ,

$$R(x_i) = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_i)$$

Se as incertezas das variáveis,  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_i$ , forem,  $u(x_1), u(x_2), u(x_3), \dots, u(x_i)$ , podemos determinar a incerteza da variável  $R$  por:

$$u(R) = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} u(x_1) \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} u(x_2) \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_3} u(x_3) \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

onde,

$u(x_i)$  é a incerteza de cada variável;

$\partial R / \partial x_i$  é conhecido como coeficiente de sensibilidade da variável  $x_i$ ;

$u(R)$  é a incerteza da variável  $R$ .

### B.3 INCERTEZAS DETERMINADAS DE FORMA DIRETA

As incertezas determinadas de forma direta são as incertezas calculadas para os parâmetros primários: temperatura, pressão atmosférica (barômetro), pressão a montante (transdutor de pressão), diâmetro interno do tubo e vazão em massa.

A pressão atmosférica foi medida usando-se um barômetro analógico. Sabendo-se que a menor divisão de escala desse barômetro é de  $100 Pa$ , usamos uma distribuição retangular para estimar sua incerteza:

$$u(P_{barometro}) = \pm \frac{100/2}{\sqrt{3}} = \pm 28 Pa$$

A pressão à montante da seção de testes foi medida usando um transdutor de pressão cuja incerteza de medição é de  $0,1\%$  do fundo de escala, segundo informações do fabricante. Assim,

$$u(P_{transdutor}) = \pm 0,1\% \text{ fundo de escala} = \pm 3,5 Pa$$

A temperatura foi medida pelo medidor de vazão tipo Coriollis, cuja incerteza de medição fornecida pelo fabricante é de  $u(T) = \pm 1^\circ C$ .

Assim como a temperatura, a vazão mássica também foi medida pelo medidor tipo Coriollis, cuja incerteza de medição dada pelo fabricante é:

$$u(\dot{m}) = \pm 0,2\% \times \text{valor medido}$$



O diâmetro do tubo foi medido por meio de um paquímetro, cuja menor divisão de escala é  $0,05mm$ . Assumindo que a distribuição de densidade de probabilidade dos dados é representada por uma distribuição retangular, obtemos a seguinte incerteza:

$$u(d) = \pm \frac{0,05/2}{\sqrt{3}} = \pm 0,015 \text{ mm}$$

A Tabela 10 que mostra as incertezas dos parâmetros primários.

Tabela 10 – Incertezas dos parâmetros primários

Parâmetros	Incertezas
Pressão Atmosférica	$\pm 28Pa$
Pressão a Montante	$\pm 3,5Pa$
Temperatura	$\pm 1^{\circ}C$
Vazão Mássica	$\pm 0,2\% \times \text{valor medido}$
Diâmetro do Tubo	$\pm 0,015mm$

## B.4 INCERTEZAS DETERMINADAS DE FORMA INDIRETA

As incertezas determinadas de forma indireta estão associadas aos parâmetros que são dependentes dos parâmetros primários. Nesse caso, a incerteza é calculada usando o procedimento de propagação das incertezas, Equação 15. Os parâmetros de interesse para o problema são: densidade ( $\rho$ ), viscosidade absoluta ( $\mu$ ), velocidade média do escoamento ( $\bar{V}$ ) e o número de Reynolds ( $Re$ ).

### Incerteza da Densidade

Considerando o ar como gás perfeito, ou seja,

$$\frac{P}{\rho} = \frac{\bar{R}T}{M} \quad (16)$$

na qual  $\bar{R} = 8,3145 \text{ kJ/kmol.K}$  e  $M = 28,85 \text{ kg/kmol}$  e sabendo-se que  $\bar{R}$  e  $M$ , então,

$$\rho = \rho(P, T)$$

Então, a expressão que determina a incerteza da densidade é:

$$u(\rho) = \left[ \left( \frac{\partial \rho}{\partial P} u(P) \right)^2 + \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} u(T) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

o que fornece:

$$u(\rho) = \rho \left[ \left( \frac{u(P_{transdutor})}{P_{transdutor}} \right)^2 + \left( \frac{u(T)}{T} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

Usando os dados do experimento para o número de Reynolds de 5000 e utilizando a Tabela 10, segue um exemplo do cálculo da incerteza da densidade:

$$\bar{\rho} = 1,125 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{T} = 302,03 \text{ K}$$

$$\bar{P}_{transdutor} = 97558 \text{ Pa}$$

$$u(\rho) = \rho \left[ \left( \frac{3,5}{97558} \right)^2 + \left( \frac{1}{302,03} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u(\rho) = 0,004 \text{ kg/m}^3$$

Assim, podemos representar o valor da densidade como:

$$u(\rho) = 1,125 \pm 0,004 \text{ kg/m}^3$$

## Incerteza da Viscosidade Dinâmica

Sabendo que a viscosidade do ar é função apenas da temperatura,

$$\mu = \mu(T) = (k_1 + k_2 T - k_3 T^2) \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s} \quad (19)$$

onde,  $k_1 = 0,872381 \text{ Pa.s}$ ,  $k_2 = 7,028571 \cdot 10^{-2} \text{ Pa.s.K}^{-1}$  e  $k_3 = 3,80952 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s.K}^{-2}$ , em que  $T$  é dado em Kelvin (K), a incerteza da viscosidade é determinada por:

$$u(\mu) = \left[ \left( \frac{\partial \mu}{\partial T} u(T) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{\partial \mu}{\partial T} u(T) \quad (20)$$

o que fornece:

$$u(\mu) = (k_2 - 2k_3T).u(T).10^{-6} \quad (21)$$

Usando os dados do experimento, para o número de Reynolds de 5000, e utilizando a Tabela 10, segue um exemplo do cálculo da incerteza da viscosidade dinâmica:

$$\bar{T} = 302,03 \text{ K}$$

$$u(\mu) = (7,028571.10^{-2} - 2.(3,80952.10^{-5}).302,03).1.10^{-6}$$

$$u(\mu) = 4,7.10^{-8} \text{ Pa.s}$$

Assim, podemos representar o valor da viscosidade dinâmica como:

$$u(\mu) = \bar{\mu} \pm 4,7.10^{-8} \text{ Pa.s}$$

## Incerteza da Velocidade Média do Escoamento

A vazão mássica é dada por

$$\dot{m} = \rho \bar{V} A \quad (22)$$

onde  $\bar{V}$  é a velocidade média do escoamento e  $A$  a área da secção transversal do orifício de entrada,  $A = \pi d^2/4$ . Logo:

$$\bar{V} = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \quad (23)$$

Portanto, a incerteza para a velocidade média do escoamento é dada por:

$$u(\bar{V}) = \left[ \left( \frac{\partial \bar{V}}{\partial \dot{m}} u(\dot{m}) \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{V}}{\partial \rho} u(\rho) \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{V}}{\partial d} u(d) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (24)$$

Assim,

$$u(\bar{V}) = \bar{V} \left[ \left( \frac{u(\dot{m})}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{u(\rho)}{\rho} \right)^2 + \left( \frac{2u(d)}{d} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (25)$$

Usando os dados do experimento, para o número de Reynolds de 5000, sendo 0,002603 kg/s o maior valor medido para a vazão mássica e utilizando a Tabela 10, segue um exemplo do cálculo da incerteza da velocidade média:

$$\bar{\rho} = 1,125 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{\dot{m}} = 0,002588 \text{ kg/s}$$

$$u(\bar{\dot{m}}) = 0,000005206 \text{ kg/s}$$

$$d = 0,0349 \text{ m}$$

Utilizando a Equação 23 para calcular a velocidade média, temos:

$$\bar{V} = 2,40 \text{ m/s}$$

$$u(\bar{V}) = 2,40 \left[ \left( \frac{0,000005206}{0,002588} \right)^2 + \left( \frac{0,004}{1,125} \right)^2 + \left( \frac{2 \cdot 0,000015}{0,0349} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u(\bar{V}) = 0,010 \text{ m/s}$$

Assim, podemos representar o valor da velocidade média como:

$$u(\bar{V}) = 2,40 \pm 0,010 \text{ m/s}$$

## Incerteza do Número de Reynolds

Aplicando o mesmo procedimento para o número de Reynolds:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (26)$$

temos a seguinte expressão para sua incerteza:

$$u(Re) = \left[ \left( \frac{\partial Re}{\partial \dot{m}} u(\dot{m}) \right)^2 + \left( \frac{\partial Re}{\partial \mu} u(\mu) \right)^2 + \left( \frac{\partial Re}{\partial d} u(d) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (27)$$

Assim,

$$u(Re) = Re \left[ \left( \frac{u(\dot{m})}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{u(\mu)}{\mu} \right)^2 + \left( \frac{u(d)}{d} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (28)$$

Essa incerteza foi combinada com a incerteza das medições, dada por:

$$u(Re_{rep}) = \frac{u(Re)}{\sqrt{N}} \quad (29)$$

onde  $N=11$  (número de repetições), resultando em:

$$u(Re) = (u(Re_{rep})^2 + u(Re)^2)^{1/2} \quad (30)$$

Usando os dados do experimento para o número de Reynolds de 5000 e utilizando a Tabela 10, segue um exemplo do cálculo da incerteza do número de Reynolds:

$$\bar{\mu} = 18,62 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$\bar{m} = 0,002588 \text{ kg/s}$$

$$\bar{Re} = 5070$$

$$d = 0,0349 \text{ m}$$

sendo 0,002603 kg/s o maior valor medido para a vazão mássica,  $u(\dot{m})=0,000005206$ .

$$u(Re) = 5070 \left[ \left( \frac{0,000005206}{0,002588} \right)^2 + \left( \frac{0,000015}{0,0349} \right)^2 + \left( \frac{4,7 \cdot 10^{-8}}{18,62 \cdot 10^{-6}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u(Re) = 16$$

Sabendo que  $S_{Re_{rep}} = 32$ , temos:

$$u(Re) = \left[ (16)^2 + \left( \frac{32}{\sqrt{11}} \right)^2 \right]$$

$$u(Re) = 18$$

Assim, podemos representar o valor do número de Reynolds como:

$$u(Re) = \bar{Re} \pm 18$$

## C INCERTEZA DA DISTÂNCIA DE EQUILÍBRIO ESTÁTICO

Parte da incerteza da distância de equilíbrio estático,  $L$ , foi estimada considerando a incerteza do ajuste linear realizado para o conjunto de dados,

$$S_{yx} = \sqrt{\frac{\sum_1^N (y_i - y_{ci})^2}{\nu}} \quad (31)$$

onde  $y_i$  é o valor de  $L$  para cada número de Reynolds,  $y_{ci}$  é o valor de  $L$  calculado pela equação obtida pelo método dos mínimos quadrados e  $\nu$  é o número de graus de liberdade do ajuste, dado por:

$$\nu = N - (m + 1) \quad (32)$$

## D CARACTERÍSTICAS DO MEDIDOR DE VAZÃO

Os medidores de vazão do tipo Coriolis se baseiam em sistemas de tubos vibrantes, os quais são percorridos por uma vazão mássica que causam pequenas deflexões nos tubos. Essas deflexões podem ser correlacionadas com o valor da vazão mássica nos tubos. O nome desse tipo de medidor vem da força responsável pelas deflexões nos tubos, a força de Coriolis.

Diferente de algumas outras tecnologias de medição, o medidor de Coriolis permite medições de forma direta, sem depender de medições de velocidade. Além disso, há a vantagem de que variações de temperatura, densidade, viscosidade, pressão e perfil de velocidade não participam ativamente na medição ou podem facilmente ser levadas em consideração nos resultados da medição de vazão.

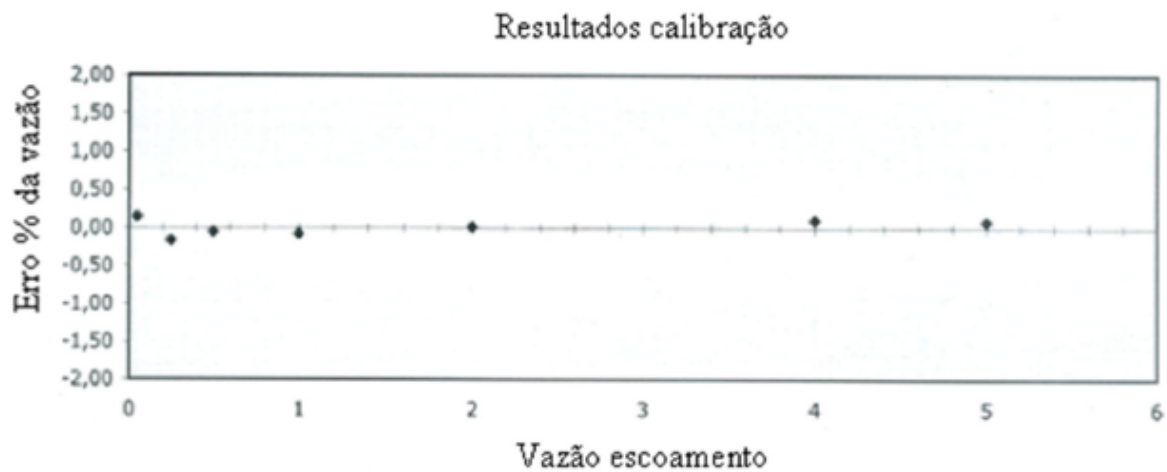
O princípio de funcionamento dos medidores baseiam-se no movimento vibratório transversal aos tubos enquanto o fluido escoar da entrada para a saída dos tubos. A oscilação dos tubos é ortogonal à direção do escoamento, assim, o fluido é acelerado na direção da oscilação. Devido à sua inércia, o tubo enxerga uma força de Coriolis que produz uma deflexão dos tubos que é diretamente proporcional à vazão mássica escoando pelos tubos.

O modelo utilizado neste trabalho, Rheonik RHM 04, possui as seguintes características:

- pressão de trabalho de até 250 bar;
- faixa de medida de 0,1 kg/min até kg/min;
- limiar de 0,05 kg/min;
- resposta temporal de 30 ms,
- incerteza de medição dada pelo fabricante: 0,2% do valor medido.

A curva de calibração do medidor fornecida pelo fabricante é apresentada na Figura D.1.

Figura D.1 – Curva de calibração do medidor de vazão.



Vazão escoamento (kg/min)	Erro %	Pulsos (pulso/kg)
5,000	0,08	10008,000
4,000	0,10	10010,000
2,000	0,01	10001,000
1,000	-0,08	9992,000
0,500	-0,06	9994,000
0,250	-0,17	9983,000
0,050	0,14	10019,000

Fonte: Retirada do manual fornecido pelo fabricante.