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

DANILO MARTINS ARANTES

# ESTUDO EXPERIMENTAL DA INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA EM UM MODELO DE VÁLVULA DE COMPRESSOR DE REFRIGERAÇÃO

Ilha Solteira – SP
2013

DANILO MARTINS ARANTES

# ESTUDO EXPERIMENTAL DA INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA EM UM MODELO DE VÁLVULA DE COMPRESSOR DE REFRIGERAÇÃO

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Ilha Solteira – UNESP como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área do Conhecimento: Ciências Térmicas.

Prof. Dr. JOSÉ LUIZ GASCHE
Orientador

Ilha Solteira – SP
2013

FICHA CATALOGRÁFICA
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

A662e

Arantes, Danilo Martins.
Estudo experimental da interação fluido-estrutura em um modelo de válvula de compressor de refrigeração / Danilo Martins Arantes. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2013
119 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área do conhecimento: Ciências Térmicas, 2013

Orientador: José Luiz Gasche
Inclui bibliografia

1. Refrigeração. 2. Compressores. 3. Válvulas. 4. Difusor radial. 5. Interação fluido-estrutura.

unesp UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

## CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

**TÍTULO:** Estudo experimental da interação fluido-estrutura em um modelo de válvula de compressor de refrigeração

**AUTOR: DANILO MARTINS ARANTES**
**ORIENTADOR: Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE**

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. EDSON DEL RIO VIEIRA
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. LUBEN CABEZAS GOMEZ
Departamento de Ciencias Térmicas e dos Fluidos / Universidade Federal de São João del Rei

Data da realização: 16 de agosto de 2013.

Aos meus pais, Edmur e Romilda por todo amor carinho e apoio em todos estes anos de estudo, que me formaram a pessoa em que sou.

# AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente aos meus pais, Edmur e Romilda, aos meus irmãos Marcelo e Edmur Filho, por toda demonstração de confiança e apoio nestes nove anos que estive morando distante deles.

Ao restante da minha família, como tios e tias, primos e primas, cunhadas, e em especial a minha sobrinha Maria Luiza, que mesmo não tendo a noção da importância que ela foi nessa minha caminhada do mestrado muito me ajudou com seu carinho e amor demonstrado quando estávamos juntos.

Não poderia esquecer da minha noiva Cinthia, que muito apoiou me dando força nessa caminhada para que não abaixasse a guarda e continuasse firme em meu propósito.

Agradecer a todo pessoal da república, família criada durante a faculdade, em especial ao Vinicius através da convivência de mais de cinco anos. Ao pessoal da viela, pelos momentos de estudos até tarde da noite além dos momentos de diversão.

Ao corpo docente da faculdade, em especial ao José Luiz Gasche, pelos anos de orientação, pela demonstração de paciência e amizade.

A Tecumseh pelo apoio e financiamento da pesquisa. Ao pessoal do setor de Pesquisa e Desenvolvimento da Tecumseh em especial ao Jônatas pela parceria e apoio.

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis.” José de Alencar

# RESUMO

Compressores alternativos herméticos são amplamente utilizados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor de pequeno e médio porte. Uma das principais partes deste tipo de compressor é o sistema de válvulas automáticas utilizadas para controlar os processos de sucção e descarga. O estudo experimental ou analítico/numérico destes processos é bastante complexo, principalmente pela presença do problema de interação fluido-estrutura durante o funcionamento das válvulas e pela complexidade geométrica de todo sistema. Este trabalho consiste em uma investigação experimental do problema de interação fluido-estrutura em uma geometria real de válvula tipo palheta muito usada pela indústria de compressores. Uma bancada experimental foi reformada e inicialmente validada com resultados de distribuição de pressão sobre o disco frontal fixo de um difusor radial, uma geometria muito utilizada para modelar válvulas de compressores de refrigeração. Após o teste da bancada, o escoamento neste difusor radial com disco frontal fixo foi estudado para afastamentos adimensionais entre discos variando de 0,01 a 0,09, para uma faixa de número de Reynolds de 2000 a 20000. Além da análise da distribuição de pressão sobre o disco frontal, a área efetiva de força e o coeficiente de descarga também foram estudados. Com o objetivo de analisar a influência da inclinação da palheta no cálculo do coeficiente de descarga, em comparação com os resultados do difusor radial com disco frontal paralelo ao assento, o escoamento na válvula tipo palheta estática, mas inclinada em relação ao assento, foi investigado. Finalmente, o problema de interação fluido estrutura na válvula tipo palheta foi investigado. A posição instantânea da válvula foi medida para números de Reynolds variando de 2000 a 12000 e a frequência característica de seu movimento foi determinada em função do número de Reynolds. Além de contribuir para o entendimento do escoamento em válvulas, os dados obtidos neste trabalho podem ser usados para a validação de códigos computacionais usados na solução de problemas gerais de interação fluido-estrutura.

**Palavras-Chave:** Refrigeração. Compressor. Válvula. Difusor radial. Interação fluido-estrutura.

# ABSTRACT

Hermetic reciprocating compressors are widely used in small and medium size vapor compression refrigeration systems. One of the main parts of this type of compressor is the automatic valve system used for controlling the suction and discharge processes. The experimental or analytical/numerical study of these processes is very complex, mainly because the occurrence of the fluid-structure interaction problem during the operation of the valves and due to the geometric complexity of the whole system. This work consists in an experimental investigation of the fluid-structure interaction problem in an actual geometry of reed type valve largely used by the compressor industry. An experimental setup was refurbished and initially validated with results for pressure distributions on the surface of a fixed frontal disk of a radial diffuser, which is a geometry largely used for modeling refrigeration compressor valves. After testing the experimental setup, the flow through the radial diffuser with fixed frontal disk was studied for dimensionless gaps between disks varying from 0.01 to 0.09, for Reynolds numbers in the range of 2,000 to 20,000. In addition, the effective force area and the discharge coefficient were studied. In order to analyze the influence of the inclination of the reed on the discharge coefficient calculation, in comparison to the results for the radial diffuser with parallel frontal disc, the flow through the static reed, but inclined in relation to the seat, was also investigated. Finally, the fluid-structure interaction problem in the reed valve was investigated through the instantaneous position of the valve and the characteristic frequency of the valve movement for Reynolds numbers varying from 2,000 to 12,000. Besides contributing for the understanding of the flow in valves, the data obtained in this work can be used for validating computational codes used for the solution of general fluid-structure problems.



**Palavras-Chave:** Refrigeration. Compressor. Valve. Radial diffuser. Fluid-struture interaction.

# LISTA DE FIGURAS


**Página**

Figura 1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor **19**

Figura 2 – Distribuição de perdas para um compressor **20**

Figura 3 – Distribuição das perdas termodinâmicas **21**

Figura 4 – Diagrama esquemático de um compressor hermético alternativo, (a) vista geral, (b) detalhe do sistema de sucção e descarga **22**

Figura 5 – Exemplo de uma placa válvula do tipo palheta **23**

Figura 6 – Esquema da bancada experimental **24**

Figura 7 – Fotografias da bancada experimental (a) Vista panorâmica, (b) Reservatórios de ar comprimido, (c) Seção de testes e sistema de movimento da haste de tomada de pressão (d) Válvula reguladora de vazão e filtro regulador de pressão **35**

Figura 8 – Seção de testes para o estudo do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo **37**

Figura 9 – Esquema da união entre o disco anterior (assento) e o tubo de alimentação da seção de teste **37**

Figura 10 – Disco frontal com haste deslizante **38**

Figura 11 – Seção de testes para o estudo da interação fluido-estrutura em válvulas **39**

Figura 12 – Posição de instalação do sensor de vazão Rheonik RHM 04 **41**

Figura 13 – Sistema de posicionamento da haste deslizante **41**

Figura 14 – Sensor óptico (a) – ponta do sensor, (b) – Software DMS Control, (c) – Rack multicanal para alimentação e medições simultâneas com diferentes sensores **42**

Figura 15 – Tela principal do sistema de monitoramento e aquisição de dados **43**

Figura 16 – Ilustração da indicação da distância de referência medida pelos sensores 1 e 2 **46**

Figura 17 – Posicionamento da distância de referência, X, e do afastamento do disco frontal, s **46**

Figura 18 – Posicionamento do disco frontal utilizando o micrômetro digital **47**

Figura 19 – Tela do programa de aquisição de dados mostrando os valores do número de Reynolds e do afastamento adimensional, s/d **47**

Figura 20 – Ilustração da borda do difusor radial (canto vivo) **50**
Figura 21 – Ilustração da borda do difusor radial (com quebra de quina) **50**
Figura 22 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0300 **52**
Figura 23 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0500 **52**
Figura 24 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,0500 **53**
Figura 25 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,1000 **53**
Figura 26 – Perfil de pressão para Re=14000 e s/d=0,0500 **54**
Figura 27 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0300 (Comparação com Salinas-Casanova, 2001) **54**
Figura 28 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0500 (Comparação com Salinas-Casanova, 2001) **55**
Figura 29 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0700 (Comparação com Salinas-Casanova, 2001) **56**
Figura 30 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,0500 (Comparação com Souto, 2002) **57**
Figura 31 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,1000 (Comparação com Souto, 2002) **57**
Figura 32 – Perfil de pressão para Re=14000 e s/d=0,0500 (Comparação com Souto, 2002) **58**
Figura 33 – Perfil de pressão para Re=14000 e s/d=0,1000 (Comparação com Souto, 2002) **58**
Figura 34 – Perfil de pressão para Re=3000 e s/d=0,0400 **61**
Figura 35 – Perfil de pressão para Re=4000 e s/d=0,0400 **62**
Figura 36 – Perfil de pressão para Re=6000 e s/d=0,0400 **62**
Figura 37 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,0400 **63**
Figura 38 – Perfil de pressão para Re=10000 e s/d=0,0400 **63**
Figura 39 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0400 **64**
Figura 40 – Perfil de pressão para Re=14000 e s/d=0,0400 **64**
Figura 41 – Perfil de pressão para Re=16000 e s/d=0,0400 **64**
Figura 42 – Perfil de pressão para Re=18000 e s/d=0,0400 **65**
Figura 43 – Perfil de pressão para Re=20000 e s/d=0,0400 **65**
Figura 44 – Queda de pressão em função do número de Reynolds para s/d=0,04 **66**
Figura 45 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0100 **66**

Figura 46 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0200 **67**
Figura 47 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0300 **67**
Figura 48 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0400 **68**
Figura 49 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0500 **68**
Figura 50 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0700 **68**
Figura 51 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0900 **69**
Figura 52 – Queda de pressão em função do afastamento adimensional para Re=12000 **69**
Figura 53 – Área Efetiva de Força em função do número de Reynolds para s/d=0,0100 a s/d=0,0400 **75**
Figura 54 – Coeficiente de Descarga em função do número de Reynolds para s/d=0,0100 a s/d=0,0400 **76**
Figura 55 – Área Efetiva de Força em função do número de Reynolds para s/d=0,0500 a s/d=0,0900 **76**
Figura 56 – Coeficiente de Descarga em função do número de Reynolds para s/d=0,0500 a s/d=0,0900 **77**
Figura 57 – Área efetiva de força em função do afastamento adimensional **77**
Figura 58 – Coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional **78**
Figura 59 – Ajuste de curva para a área efetiva de força em função do afastamento adimensional **78**
Figura 60 – Ajuste de curva para o coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional **79**
Figura 61 – Dimensões da válvula e posição de instalação do sensor óptico **81**
Figura 62 – Sistema de posicionamento da válvula na distância desejada **82**
Figura 63 – Coeficiente de descarga em função do afastamento para a válvula inclinada **86**
Figura 64 – Dimensões e posições de instalação da válvula e dos sensores ópticos **88**
Figura 65 – Montagem da válvula e dos sensores ópticos **88**
Figura 66 – Aferição dos sensores ópticos **90**
Figura 67 – Sequência de imagens representativa movimento da válvula para Re=10000 **90**
Figura 68 – Deslocamento absoluto instantâneo representativo da válvula para Re=10000 **91**

Figura 69 – Deslocamento relativo máximo medido pelo sensor 2 em função do número de Reynolds **93**
Figura 70 – Deslocamento relativo máximo medido pelo sensor 1 em função do número de Reynolds **93**
Figura 71 – Transformada Rápida de Fourier para Re=6000 **94**
Figura 72 – Transformada Rápida de Fourier para Re=8000 **94**
Figura 73 – Transformada Rápida de Fourier para Re=10000 **95**
Figura 74 – Comportamento da frequência do movimento da válvula em função do número de Reynolds **96**
Figura 75 – Formas dos sistemas de tubos usualmente encontradas em medidores de vazão do tipo Coriolis **107**
Figura 76 – Curva de calibração do medidor de vazão Rheonik modelo RHM 04 **108**
Figura 77– Oscilações típicas da do escoamento em função do número de Reynolds **109**
Figura 78 – Lados do sensor contendo os feixes de fibra-ótica **110**
Figura 79 – Dimensões do sensor óptico em mm **111**
Figura 80 – Movimentos permitidos do alvo em relação ao sensor tipo RC **111**
Figura 81 – Curvas de calibração e curva de repetibilidade do sensor **112**
Figura 82 – Escoamento isentrópico em um orifício **118**

# LISTA DE TABELAS


**Página**

Tabela 1 – Incertezas para os testes de validação da bancada experimental **51**

Tabela 2 – Configurações testadas **60**

Tabela 3 – Incertezas de alguns testes de análise experimental **70**

Tabela 4 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0100 **71**

Tabela 5 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0200 **72**

Tabela 6 – Área ffetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0300 **72**

Tabela 7 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0400 **73**

Tabela 8 – Área ffetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0500 **73**

Tabela 9 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0700 **74**

Tabela 10 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0900 **74**

Tabela 11 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=0,40mm **83**

Tabela 12 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=0,80mm **83**

Tabela 13 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=1,20mm **83**

Tabela 14 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=1,60mm **84**

Tabela 15 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=2,00mm **84**

Tabela 16 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=2,40mm **84**

Tabela 17 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=2,80mm **85**

Tabela 18 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=3,20mm **85**

Tabela 19 – Resultados da aferição dos sensores ópticos **89**

Tabela 20 – Afastamentos relativos máximos medidos pelo sensor 2 (centro do orifício) **92**

Tabela 21 – Afastamentos relativos máximos medidos pelo sensor 1(borda do orifício) **92**

Tabela 22 – Frequências características (Hz) do movimento da válvula **92**

Tabela 23 – Desvio padrão das medidas de vazão observadas **109**

Tabela 24– Dados do sensor óptico RC100 **112**

Tabela 25 – Incertezas dos parâmetros primários **114**

# LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|---|---|
| **COP** | Coeficiente de performance |
| **CFD** | Mecânica dos fluidos computacional |
| **FEM** | Método de elementos finitos |
| **FFT** | Transformada rápida de Fourier |
| **LDA** | Anemometria por efeito Doppler |
| **RMS** | Desvio médio quadrático |
| **RC** | Reflectância compensada |

# LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|---|---|
| **A** | Área |
| **$A_{ef}$** | Área efetiva de força |
| **C** | Velocidade do som |
| **$C_d$** | Coeficiente de descarga |
| **$C_p$** | Calor específico a pressão constante |
| **d** | Subscrito indicativo a jusante |
| **D** | Orifício de alimentação do disco anterior |
| **D** | Diâmetro do disco frontal |
| **F** | Frequência |
| **H** | Entalpia |
| **IR** | Incerteza associada a um parâmetro |
| **K** | $C_p/C_v$, para o ar k=1,4 |
| $\dot{m}$ | Vazão em massa do escoamento |
| $\dot{m}_{real}$ | Vazão mássica real |
| $\dot{m}_{th}$ | Vazão mássica teórica |
| **M** | Massa molar do ar |
| **Ma** | Numero de Mach |
| **P** | Pressão dimensional |
| **$P_{adm}$=P*** | Pressão adimensional |
| **$P_u$** | Pressão absoluta a montante da seção de teste |
| **R** | Deslocamento radial |
| $\overline{\mathbf{R}}$ | Constante universal dos gases |
| **Re** | Reynolds |
| **S** | Distância entre discos |
| **T** | Temperatura do ar |
| **$T_u$** | Temperatura do ar a montante da seção |
| **u** | Subscrito indicativo a montante |
| **v** | Subscrito indicativo posição do orifício |
| $\overline{\mathbf{V}}$ | Velocidade média do ar |
| **V** | Velocidade instantânea |

| | |
|---|---|
| **X** | Distância medida pelos sensores óticos |
| **M** | Viscosidade dinâmica do ar |
| **P** | Densidade |
| **Σ** | Desvio padrão |
| **Δp** | Queda de pressão no difusor radial |

# SUMÁRIO


| | | Página |
|---|---|---|
| 1 | INTRODUÇÃO | **18** |
| 1.1 | Objetivos | **23** |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | **24** |
| 2.1 | Escoamentos em geometrias reais de válvulas de compressores de refrigeração | **25** |
| 3 | METODOLOGIA EXPERIMENTAL | **33** |
| 3.1 | Bancada Experimental | **34** |
| 3.1.1 | Seção de Testes para validação da bancada experimental | **36** |
| 3.1.2 | Seção de Testes para o estudo da interação fluido-estrutura em geometrias reais de válvula tipo lâmina | **39** |
| 3.2 | Instrumentação | **39** |
| 3.2.1 | Medição de pressão | **40** |
| 3.2.2 | Medição de vazão e temperatura | **40** |
| 3.2.3 | Medição da posição da tomada de pressão sobre o disco frontal | **41** |
| 3.2.4 | Medição da distância entre o disco frontal e o disco anterior | **42** |
| 3.2.5 | Sistema de tratamento de dados | **43** |
| 4 | VALIDAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL | **44** |
| 4.1 | Procedimento experimental | **45** |
| 4.1.1 | Preparação | **46** |
| 4.1.2 | Execução | **47** |
| 4.1.3 | Pós-Processamento | **48** |
| 4.2 | Resultados preliminares da validação da bancada experimental | **49** |
| 4.3 | Resultados finais de validação da bancada experimental | **54** |
| 5 | ANÁLISE EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO EM UM DIFUSOR RADIAL COM RAZÃO DE DIÂMETRO DE 1,5 | **60** |
| 5.1 | Distribuição de pressão sobre o disco frontal | **61** |
| 5.2 | Área efetiva de força e coeficiente de descarga | **70** |
| 6 | ANÁLISE EXPERIMENTAL DA VÁLVULA TIPO PALHETA INCLINADA EM RELAÇÃO AO ASSENTO | **80** |

6.1 Procedimento experimental **81**
6.2 Resultados experimentais **82**
7 ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA NA VÁLVULA TIPO PALHETA **87**
7.1 Procedimento experimental **87**
7.2 Resultados experimentais **89**
8 CONCLUSÕES E SUGESTÕES **97**
8.1 Conclusões principais **97**
8.2 Sugestões para trabalhos futuros **99**
REFERÊNCIAS **100**
APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS DO MEDIDOR DE VAZÃO **107**
APÊNDICE B – CARACTERÍSTICAS DOS SENSORES ÓPTICOS **110**
APÊNDICE C – ANÁLISE DE INCERTEZA **113**
APÊNDICE D – COEFICIENTE DE DESCARGA E ÁREA EFETIVA DE FORÇA **118**

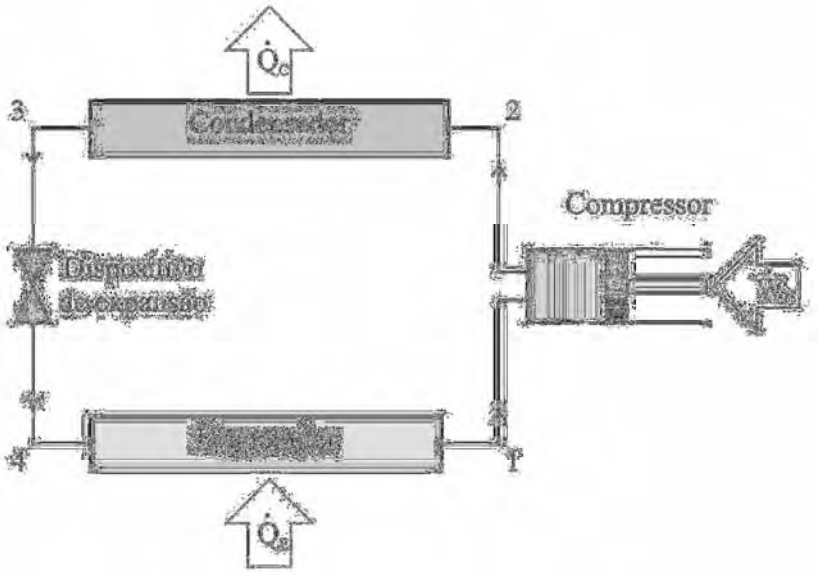
# CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

De acordo com um estudo feito pela Eletrobrás (2005) 22% da energia elétrica consumida no país se deve ao setor residencial, dos quais 22% são consumidos pelos refrigeradores domésticos, 20% por aparelhos de ar condicionado e 5% por *freezers*. Devido a esse grande consumo de energia dos equipamentos de refrigeração domésticos, os fabricantes têm procurado aumentar suas eficiências para reduzir o consumo de energia.

A grande maioria destes equipamentos utiliza o ciclo de refrigeração por compressão de vapor para produzir o efeito de resfriamento desejado. Este efeito é conseguido utilizando quatro processos básicos e um fluido de trabalho denominado de refrigerante. Um bom fluido refrigerante deve apresentar propriedades desejáveis, tais como: pressão e temperatura de mudança de fase moderadas, elevada entalpia de vaporização, volume específico relativamente baixo, estabilidade química, além de ser não poluente e não tóxico. Os quatro processos básicos constituem em evaporação, compressão, condensação e expansão. A Figura 1 ilustra o esquema básico de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Ao entrar no evaporador o fluido refrigerante se encontra no estado saturado, mas com grande quantidade de líquido, em pressão e temperatura relativamente baixas. Como o fluido refrigerante está numa temperatura menor do que a temperatura do espaço a ser resfriado, ele absorve energia na forma de calor e evapora. Este trocador de calor é projetado para que exista apenas vapor saturado ou vapor superaquecido em sua saída. Desta forma, o fluido refrigerante chega ao compressor no estado gasoso, mas em baixas temperatura e pressão. No compressor, o fluido refrigerante é comprimido e escoa para o condensador. Este processo de aumento de pressão é acompanhado de um aumento de temperatura de tal forma que o fluido entra no condensador como vapor superaquecido. A função do condensador, como o próprio nome indica, é produzir novamente a mudança de fase do fluido refrigerante, mas agora transformando o vapor superaquecido em líquido subresfriado em sua saída. Este processo ocorre em uma temperatura suficientemente elevada para que o processo de transferência de energia para o meio externo seja possível. Para fechar o ciclo, o fluido refrigerante deve

retornar ao mesmo estado da entrada do evaporador. Para isso, sua temperatura e pressão devem ser reduzidas, o que é conseguido pelo uso de um dispositivo de expansão, que pode ser um tubo capilar ou uma válvula de expansão.

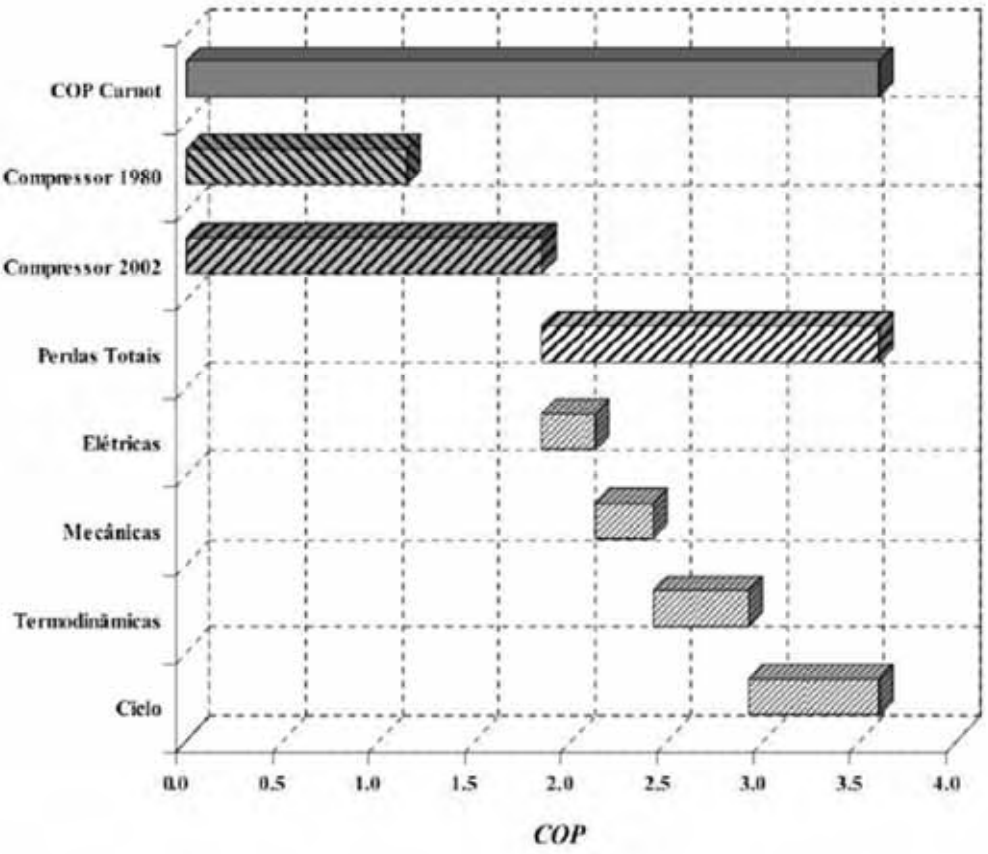
Figura 1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor




Fonte: Hülse (2008).

Possamai e Todescat (2004) apontaram que a eficiência de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor era aproximadamente 35% menor do que a eficiência de um ciclo ideal (ciclo de Carnot), para um compressor alternativo comercial, quando são consideradas as diferenças de temperatura comumente encontradas entre o reservatório térmico quente e o condensador, e entre o reservatório térmico frio e o evaporador, respectivamente. Segundo os autores, houve um aumento de 60% na eficiência do compressor nos 20 anos anteriores a 2004, mas mesmo assim, apenas cerca de 50% da eficiência do ciclo real havia sido atingida em comparação com a eficiência do ciclo ideal. Os autores elaboraram um mapa de perdas, Figura 2, onde as perdas foram divididas em: perdas de ciclo e perdas do compressor, que foram subdivididas em perdas termodinâmicas, perdas por atrito e perdas elétricas. A análise foi feita para um compressor utilizando R134a como fluido refrigerante.

Figura 2 - Distribuição de perdas para um compressor



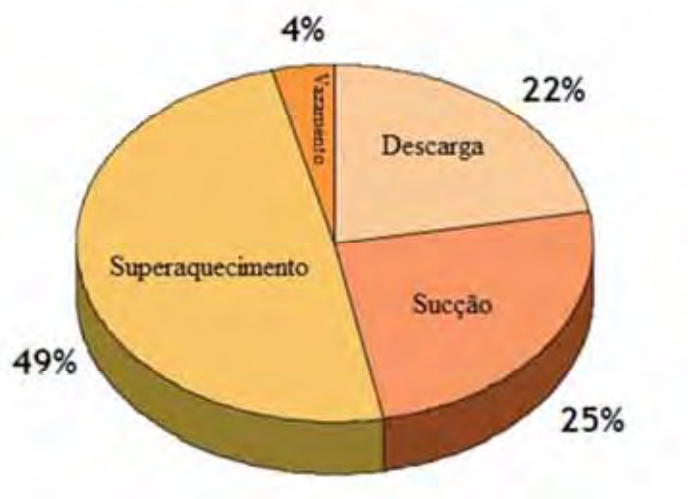

Fonte: Possamai e Todescat (2004).

As perdas de ciclo foram definidas por Possamai e Todescat (2004) como perdas nos processos de expansão, compressão e de transferência de calor. No ciclo de Carnot, o trabalho gerado na expansão é aproveitado, enquanto no ciclo real não há aproveitamento deste trabalho. No ciclo de Carnot, o processo de compressão é isentrópico enquanto que no ciclo real o processo de compressão é politrópico. As perdas nos processos de transferências de calor no condensador e evaporador são creditadas às diferenças no tipo de processo: no processo real a transferência de calor ocorre à pressão constante, enquanto que no ciclo de Carnot a transferência ocorre à temperatura constante. As perdas termodinâmicas são associadas às perdas sofridas pelo refrigerante dentro do compressor. Estão presentes neste caso as perdas por superaquecimento, perdas viscosas, perdas devido a refluxo de gás e perdas por vazamentos. As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito nos componentes mecânicos envolvidos no funcionamento do compressor. As perdas elétricas estão ligadas as perdas no sistema do motor elétrico e seus equipamentos auxiliares.

Ribas et al. (2006) fizeram uma análise semelhante par as perdas de compressor de alta eficiência com capacidade de 900 BTU/h, operando com fluido refrigerante R134a. Os

autores associaram a eficiência geral do compressor a três aspectos: eficiência elétrica, eficiência mecânica e eficiência termodinâmica. Os autores mostraram a necessidade de se atuar na melhoria da eficiência termodinâmica, uma vez que dentre as três eficiências destacadas esta é a que apresenta menores valores, entre 80 e 83%. A eficiência elétrica está entre 87 e 88%, e a eficiência mecânica próxima a 92%. A Figura 3 mostra a distribuição das perdas termodinâmicas para este compressor.

Figura 3 – Distribuição das perdas termodinâmicas

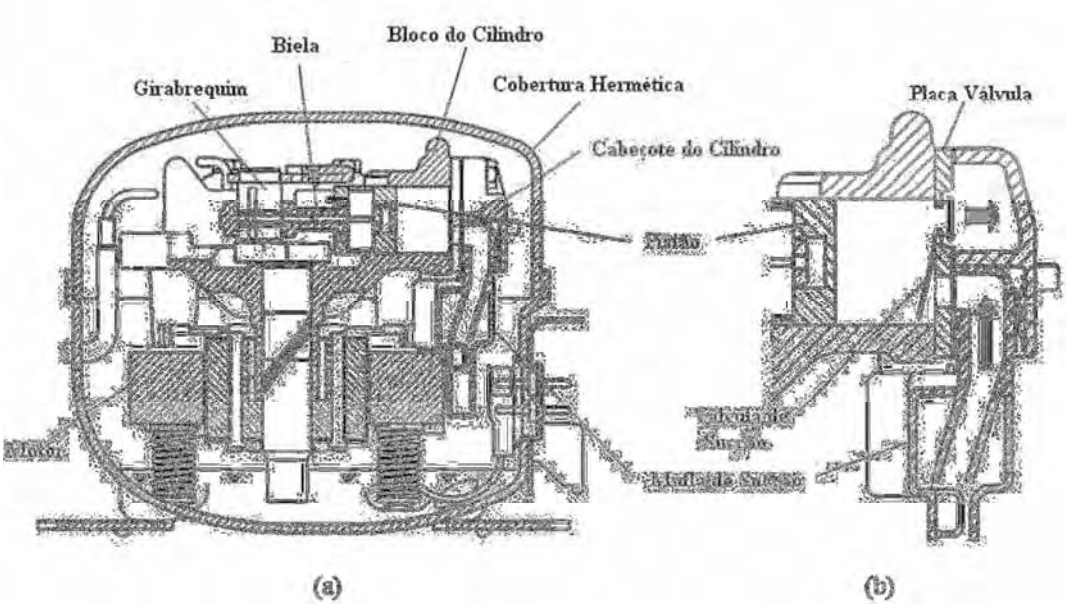



Fonte: Ribas et al. (2006).

Observa-se que as perdas por superaquecimento e as perdas originadas no processo de sucção e descarga são as principais componentes das perdas termodinâmicas. A modelagem das perdas por superaquecimento é bastante complexa em função da grande complexidade geométrica do compressor e da interatividade entre os processos de transferência de calor que ocorrem em todo compressor. Ainda são necessárias muitas pesquisas nesta área para tentar reduzir as perdas por superaquecimento. As perdas nos processos de sucção e descarga têm sido alvos de muitas investigações e, apesar da complexidade geométrica das válvulas e da forte interação fluido-estrutura dificultarem a modelagem do problema, muitos avanços já foram obtidos, mas ainda há espaço para novas conquistas em termos de eficiência dos sistemas de válvulas.

Os compressores mais comumente encontrados em refrigeração doméstica são os compressores alternativos. A Figura 4 mostra o mecanismo de um compressor alternativo hermético.

Figura 4 – Diagrama esquemático de um compressor hermético alternativo, (a) vista geral, (b) detalhe do sistema de sucção e descarga




Fonte: Nakano e Kinjo (2008).

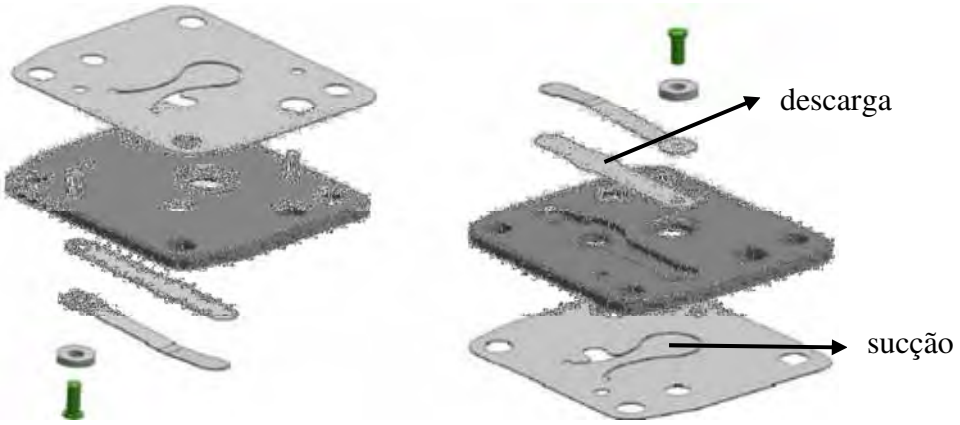
Em compressores de refrigeração doméstica, são adotadas válvulas do tipo palheta, pois a vedação e a rigidez são obtidas com um único componente, reduzindo o número de componentes do compressor, reduzindo o custo e facilitando a fabricação. As válvulas do tipo palheta são denominadas de automáticas, pois têm seu movimento de abertura e fechamento regido apenas por diferenças de pressão, não necessitando de acionadores externos. A abertura da válvula de sucção ocorre quando a pressão na câmara de sucção é superior à pressão na câmara de compressão (interior do cilindro). Por outro lado, a abertura da válvula de descarga ocorre quando a pressão na câmara de compressão supera a pressão existente na câmara de descarga. A Figura 5 ilustra em detalhe um exemplo de placa válvula do tipo palheta usada em compressores herméticos alternativos.

Assim como o compressor, as válvulas devem atender alguns requisitos fundamentais para um bom funcionamento: possuir resposta rápida às variações de pressão, permitir uma vazão elevada de fluido quando abertas, provocar a menor perda de carga possível, evitar refluxo de fluido e possuir resistência às solicitações mecânicas. Essas características associadas ao sistema de válvulas são primordiais para o desempenho termodinâmico e a confiabilidade do compressor. Dessa forma, entender o funcionamento das válvulas é um passo fundamental no projeto de um compressor eficiente e confiável.

Uma característica importante do funcionamento deste tipo de válvula é a existência do problema de interação fluido-estrutura. De fato, se por um lado o escoamento é o

responsável pela abertura e fechamento da válvula, por outro, o movimento da válvula também interfere no escoamento, modificando seu comportamento (LACERDA, 2009). Geometrias reais de válvula ainda foram muito pouco estudadas, principalmente em se tratando do estudo do problema de interação fluido-estrutura. Acredita-se que a abordagem deste problema usando a metodologia experimental pode contribuir com o desenvolvimento do assunto. Este é o tema central deste trabalho, que trata do problema de interação fluido-estrutura em uma geometria muito usada em válvulas de sucção.

Figura 5 – Exemplo de uma placa válvula do tipo palheta




Fonte: Cedido por Tecumseh do Brasil

## 1.1 Objetivos

Os objetivos deste trabalho são construir e testar uma bancada experimental para o estudo do escoamento em uma geometria real de válvula, com a intenção de entender o problema de interação fluido-estrutura e de produzir dados para a validação de metodologias numéricas destinadas à solução de problemas gerais envolvendo interação fluido-estrutura, especificamente para o problema do escoamento em válvulas de compressores de refrigeração. Especificamente:

- Validação da bancada experimental;
- Análise experimental do escoamento em um difusor radial com razão de diâmetro de 1,5;
- Análise experimental da válvula tipo palheta inclinada em relação ao assento;
- Análise experimental da interação fluido-estrutura na válvula tipo palheta.

# CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O sistema de válvula, por ser importante do ponto de vista de eficiência do compressor, tem sido um dos elementos mais pesquisados nos últimos 30 anos. A revisão bibliográfica realizada mostrou a existência de trabalhos experimentais e de simulação numéricas envolvendo tanto válvulas em funcionamento no compressor, como modelos de válvulas. Um dos modelos de válvulas mais utilizados é a geometria denominada de difusor radial. Uma revisão bibliográfica abrangente até o ano de 2002 sobre estudos experimentais, analíticos e numéricos envolvendo diversos aspectos do escoamento em difusores radiais foi apresentada por Souto (2002), que citou 29 trabalhos realizados desde 1960. O próprio autor realizou um estudo de simulação numérica, com validação experimental, do escoamento pulsante em difusores radiais.

As válvulas de compressores continuaram sendo muito pesquisadas após 2002. Entretanto, os resultados destas pesquisas são encontrados predominantemente em anais de congressos. Poucos são os trabalhos divulgados em periódicos com corpo de revisores. Este fato é preocupante, pois os trabalhos publicados em anais de congressos, devido à limitação de espaço para publicação, não contêm detalhes suficientes para uma análise criteriosa dos resultados e metodologias empregadas.

Em função de sua simplicidade, a geometria do difusor radial continuou sendo muito utilizada para o estudo de válvulas após 2002, principalmente nos estudos analíticos e de simulação numérica. Diversos aspectos relacionados ao funcionamento das válvulas têm atraído a atenção dos pesquisadores. Alguns pesquisadores se preocuparam com o desenvolvimento de metodologias alternativas para a solução numérica do problema, como o método da fronteira imersa (MARIAN; PRATA; DESCHAMPS, 2010; RODRIGUES; GASCHE; MILITZER, 2010; LACERDA; GASCHE, 2010; MUSHYAM; BERGALA, 2012), por se tratar de uma metodologia promissora para o estudo de problemas envolvendo interação fluido-estrutura. Outros pesquisadores usaram diferentes metodologias de simulação numérica (CFD-*Computational Fluid Dynamics*) para resolver o escoamento em válvulas de

sucção e descarga simultaneamente, modeladas como difusor radial, mas com a intenção de estudar o ciclo completo do compressor (MATOS; DESCHAMPS; PRATA; 2006; PEREIRA; DESCHAMPS; RIBAS JUNIOR., 2008). Pereira et al. (2012), entretanto, usou da mesma metodologia para estudar apenas a válvula de sucção, mas incorporou a mufla de sucção no modelo. Pereira e Deschamps (2011) também resolveram numericamente o escoamento nas válvulas de sucção e descarga, mas com foco no processo de transferência de calor no interior do cilindro. Usando ainda técnicas de CFD, Link e Deschamps (2010, 2011a e b) investigaram a influência de efeitos transientes nos cálculos das áreas efetivas de força e de escoamento (dois parâmetros globais muito utilizados em projeto de válvulas) em válvulas de descarga. O efeito da posição do pistão nos cálculos das áreas efetivas de força e de escoamento foi investigado por Pereira e Deschamps (2010) usando a mesma metodologia numérica. Problemas envolvendo efeito de adesão (*stiction effect*) devido à presença de óleo lubrificante em válvulas (PIZARRO-RECABARREN; BARBOSA; DESCHAMPS, 2012), assim como de selagem (*sealing*) em válvulas (SILVA; DESCHAMPS, 2012) e de geração de ruído em válvulas de sucção (MYRRIA et al., 2012) também foram investigados.

Trabalhos relacionados ao escoamento em geometrias reais de válvula, por ser o foco deste trabalho, serão descritos com mais detalhes a seguir.

## 2.1 Escoamento em geometrias reais de válvulas de compressores de refrigeração

Um levantamento bibliográfico dos trabalhos envolvendo geometrias reais de válvula de compressores evidencia alguns trabalhos puramente de modelagem e solução numérica e outros com resultados de solução numérica, mas com algum tipo de validação experimental. Alguns poucos trabalhos são dedicados à investigação puramente experimental do comportamento dinâmico das válvulas, quando em funcionamento normal durante a operação do compressor. Ainda assim, a metodologia experimental não é explicitada com o rigor e detalhes necessários na grande maioria destes trabalhos. Um número ainda menor de trabalhos apresentam investigações experimentais em modelos de válvulas instaladas em bancadas experimentais com maior controle sobre os parâmetros de interesse.

**Trabalhos com foco em simulação numérica**

Kerpicci e Oguz (2006) elaboraram um modelo numérico envolvendo a câmara de sucção, válvula de sucção e volume do cilindro para estudar a influência de efeitos transientes no cálculo da vazão instantânea do compressor. Inicialmente, os autores calcularam o coeficiente de descarga da válvula para regime permanente e vários afastamentos da válvula. Em seguida, estes valores foram usados, em conjunto com dados experimentais da diferença de pressão atuando na válvula (provavelmente obtidos da literatura), para o cálculo da vazão instantânea do compressor usando duas metodologias: método analítico (modelo integral 0D) que usa o coeficiente de descarga obtido da solução numérica em regime permanente e os dados experimentais de diferença de pressão atuando na válvula; método numérico (provavelmente 3D) usando os mesmos coeficientes de descarga e as mesmas diferenças de pressão experimental. A comparação entre os resultados mostra pequenas diferenças entre os resultados dos dois modelos. A solução numérica do problema é realizada por um código comercial (Fluent), entretanto, a metodologia não é apresentada de maneira adequada. Não houve a preocupação dos autores em divulgar o tipo de malha usada, função de interpolação, modelo de turbulência, técnica de solução das equações, condições de contorno e critério de convergênica. Não é possível nem identificar qual é a geometria adotada para a válvula de sucção.

Lang, Almbauer e Nagy (2009) realizaram um bom trabalho de solução numérica usando técnicas de CFD, no qual comparam os resultados para dois modelos de válvula de sucção. Em um dos modelos, os autores usam a geometria do difusor radial para representar a válvula em conjunto com o modelo de massa-mola-amortecimento de um grau de liberdade para calcular a dinâmica de seu movimento. O segundo modelo considera uma geometria real de válvula, em conjunto com o método de elementos finitos (FEM) para resolver o problema da dinâmica de seu movimento. O código comercial Fluent também foi utilizado para a solução numérica do problema, mas com a descrição dos principais parâmetros necessários para a reprodução dos dados. Os autores concluem que o modelo simplificado de um grau de liberdade para a válvula produz bons resultados para a maioria dos parâmetros de funcionamento do compressor (pressão na mufla de sucção, pressão no cilindro, vazão de refrigerante e deslocamento da válvula). Entretanto, se houver interesse no campo de tensão na válvula ou em aspectos de transferência de calor entre o refrigerante e válvula, pistão e placa de válvula, o modelo completo deve ser utilizado.

O foco do trabalho de Barbi, Gasche e Villar (2012) foi na metodologia numérica escolhida para solucionar o problema do escoamento em válvulas de compressores. Os autores testaram a metodologia de fronteira imersa para investigar o problema de interação fluido-estrutura em uma geometria real muito usada em válvulas de sucção. Esta metodologia tem a grande vantagem de propiciar o uso de geometrias complexas para o domínio de cálculo, sem, entretanto, comprometer demasiadamente o custo computacional da solução. Neste trabalho, os autores impuseram um movimento à válvula para estudar os efeitos transientes sobre o campo de pressão atuando na válvula e o campo de velocidade do escoamento. Os resultados mostram o surgimento de emissão de vórtices na saída da válvula, o que pode produzir oscilações no movimento de válvulas reais, mesmo para gradientes de pressão constantes. Os autores concluem que a metodologia é promissora para a investigação deste tipo de problema.

Nos últimos 10 anos, aparentemente, o primeiro trabalho numérico de simulação de válvulas de compressores considerando geometrias reais, com algum tipo de validação experimental foi apresentado por Machu et al. (2004). Neste trabalho, uma ferramenta denominada de universal para a simulação da dinâmica de válvulas de compressores foi desenvolvida pelos autores. A modelagem do problema inclui o Método de Elementos Finitos para a solução da dinâmica de movimento da válvula, incorpora a modelagem do problema de impacto da válvula em limitadores de forma arbitrária, tudo isso acoplado com modelos de pulsação de escoamento unidimensionais nas câmaras de sucção e descarga e tubulação de sucção e descarga. Os resultados do modelo são comparados com resultados experimentais do deslocamento das válvulas e pressão no interior do cilindro para um compressor de ar operando em duas rotações (500 e 2500 rpm). Um sensor óptico foi usado para medir o deslocamento da válvula. A comparação entre os resultados não é satisfatória. Entretanto, a descrição da metodologia experimental empregada é muito superficial, o que compromete qualquer conclusão a respeito do modelo desenvolvido.

Outro trabalho envolvendo solução numérica com técnicas de CFD, com validação experimental, foi desenvolvido Kim et al. (2006). Os autores utilizaram um código comercial (ANDINA) para resolver o problema do escoamento bidimensional, com transferência de calor, em válvulas de sucção e de descarga com geometrias reais usadas em compressores e considerando a solução acoplada do problema de interação fluido-estrutura por meio de FEM. O comportamento dinâmico das válvulas de sucção e de descarga também foi obtido experimentalmente usando *strain gage,* durante o funcionamento normal do compressor. As comparações dos resultados experimentais e numéricos foram consideradas razoáveis pelos

autores. Após a validação do comportamento dinâmico das válvulas, foi realizada a otmização da geometria da válvula de sucção usando o método dos mínimos quadrados e programação linear sequencial. O resultado da otimização foi analisado por meio da força de contato da válvula, que foi reduzida em 15% para a geometria otimizada, valor considerado suficiente pelos autores. Novamente neste trabalho, a apresentação da metodologia experimental, assim como da metodologia numérica, por ser superficial, não permite um julgamento criterioso dos resultados apresentados.

Dois anos mais tarde, Kim, Ahn e Kim (2008) também usaram o código comercial ANDINA para investigar a interação fluido-estrutura de válvulas de descarga, mas neste caso, com interesse maior na predição da falha da válvula devido ao seu impacto no limitador de abertura. Os resultados do campo de tensão na válvula fornecem subsídios para prever a falha da válvula devido ao impacto. Os autores validaram os resultados numéricos por meio da comparação de dados experimentais de pressão no interior do cilindro. Entretanto, a metodologia experimental não é apresentada.

Uma nova metodologia de fronteira imersa denominada de Método de Fluxo Virtual (*Virtual Flux Method*) foi empregada por Kinjo et al. (2010) para investigar o comportamento dinâmico de válvulas de sucção e de descarga de compressores. A descrição da geometria das válvulas não permite identificar claramente que tipo de modelo foi utilizado. O código numérico foi validado experimentalmente usando-se a pressão no interior do cilindro como parâmetro. A comparação entre os resultados numéricos e experimentais na região crítica de funcionamento da válvula de descarga não é satisfatória. Além da descrição da metodologia numérica não ser completa, a metodologia experimental não foi apresentada. Portanto, uma análise mais criteriosa dos resultados é difícil de ser realizada.

Um trabalho numérico (CFD) interessante foi realizado por Mistry et al. (2012), que investigaram o comportamento do escoamento de gás no sistema de sucção e descarga com o objetivo de estudar a influência da modelagem da geometria da válvula de sucção. Na maioria dos trabalhos, a válvula de sucção é modelada um disco paralelo ao assento (difusor radial). Neste trabalho, os autores comparam os resultados numéricos desta modelagem com uma modelagem mais real para a geometria da válvula de sucção, uma lâmina engastada com uma forma muito usada em válvulas de sucção. O código comercial Fluent foi usado para a modelagem tridimensional do problema. Os resultados para o deslocamento instantâneo da válvula de sucção foram comparados com resultados experimentais, mostrando que o modelo de válvula de viga engastada com geometria real apresenta melhor concordância. Contudo,

como a metodologia experimental não foi detalhadamente apresentada, não é possível avaliar criteriosamente os resultados.

**Trabalhos com foco experimental**

Prater e Hnat (2003) descreveram uma metodologia experimental para medir a frequência natural e a razão de amortecimento em válvula usando um sensor óptico para medir o deslocamento da válvula. As medições foram realizadas em uma válvula de descarga usada em compressores do tipo pistão rolante. O sistema de placa válvula do compressor foi adaptado para possibilitar a investigação da pré-carga aplicada à válvula, viscosidade do óleo lubrificante e torque do parafuso de fixação da válvula. Os resultados mostram que a válvula é levemente amortecida e que sua frequência natural é fortemente dependente da pré-carga aplicada. Além disso, os autores concluíram que a viscosidade do óleo lubrificante e o torque do parafuso de fixação possuem pouca influência nos parâmetros modais (rigidez, frequência natural e razão de amortecimento). A desvantagem do método utilizado é que o movimento da válvula foi produzido manualmente (vibração livre da válvula), ou seja, o movimento da válvula não é provocado pela ação de um escoamento.

Um trabalho experimental cuidadoso em válvulas de compressores foi desenvolvido por Habing e Peters (2006). Neste trabalho, os autores desenvolvem um método experimental para validar teorias usadas para investigar o comportamento transiente de válvulas de compressores. A bancada experimental desenvolvida permite a medição simultânea do deslocamento instantâneo da válvula (obtido por um sensor óptico), vazão instantânea do escoamento e queda de pressão instantânea na válvula. Os resultados indicaram que a teoria básica de válvulas, teoria que usa dados de área efetiva de força e de escoamento obtidos de escoamentos em regime permanente para prever o funcionamento transiente, é capaz de predizer razoavelmente bem a força do gás atuando sobre a válvula. Entretanto, a vazão na válvula é menor para uma determinada queda de pressão. Os autores também apresentaram uma teoria de válvula estendida, incluindo efeitos de inércia, velocidade da lâmina e escoamento laminar na região de abertura. Os resultados obtidos com o uso desta nova teoria não descrevem os processos de interação fluido-estrutura de maneira mais precisa do que a teoria básica. Os autores atribuem este fracasso à existência de histerese no escoamento, que seria causada pelo desprendimento de vórtices na saída da válvula. Uma desvantagem do trabalho é a geometria na forma de anel adotada para válvula, pois não é uma geometria usual de válvulas de compressores.

Burgstaller et al. (2008) investigaram experimentalmente a influência dos principais parâmetros da válvula de sucção (frequência natural, pré-carga e geometria da área de entrada da válvula) na eficiência global de um compressor hermético. A influência dos parâmetros da válvula foi investigada pela medição da eficiência do compressor em funcionamento em um calorímetro. O deslocamento instantâneo da válvula foi medido usando LDA (*Laser Doppler Anemometry).* Os resultados experimentais foram usados como dados de entrada para um programa de simulação global do compressor (a modelagem do compressor não foi apresentada). Após a análise de sensibilidade da eficiência do compressor em relação aos parâmetros citados, os autores realizaram um melhoramento teórico do projeto da válvula por meio da variação dos parâmetros no programa de simulação. Como resultado deste processo, houve um aumento em torno de 2% na eficiência do compressor. Como o foco principal do trabalho foi dado ao processo de simulação do compressor, a descrição da metodologia experimental foi muito superficial, o que não permite uma análise mais criteriosa dos resultados.

Em outro artigo publicado pelos mesmos autores (NAGY et al., 2008), a técnica do LDV foi usada novamente para medir o movimento de válvulas sucção e descarga de compressores alternativos em condições reais de operação. Os resultados das medições foram usados para validar um modelo unidimensional de simulação global do compressor. Os pesquisadores comentam sobre a dificuldade de medir alguns dos parâmetros que devem ser usados na modelagem da dinâmica das válvulas, indicando que é preciso medir o movimento da válvula com elevada exatidão para evitar qualquer distúrbio nos fenômenos físicos que ocorrem no interior do compressor, ou seja, as medições devem ser pouco intrusivas. Ainda comentam que no passado qualquer técnica de medição dificilmente foi capaz de fazer estas medições sem influenciar significativamente as condições de funcionamento do compressor. Os autores garantem que a técnica de medição usada produz alterações desprezíveis nas condições de funcionamento do compressor. Os parâmetros usados no modelo de simulação foram ajustados para que houvesse coincidência entre os resultados fornecidos pelo modelo e os dados experimentais (técnica do ajuste de parâmetros). A apresentação da metodologia experimental usada também não é completa neste trabalho, ou seja, não é possível reproduzir os resultados apenas com as informações fornecidas.

Com o objetivo de investigar a relação entre a velocidade de operação do compressor e a vibração de válvulas de compressores alternativos usados em refrigeradores e *freezers*, Lenz (2010) usou LDV para medir a velocidade em um ponto da válvula da sucção. Os dados de velocidade foram integrados numericamente para fornecer o deslocamento da válvula em

função do ângulo de manivela do compressor. O compressor usando refrigerante R134a foi testado em 13 diferentes rotações na faixa de 1800 a 4200 rpm. Os resultados indicam que a abertura da válvula de sucção ocorre com atraso e que o número de oscilações diminui à medida que a rotação do compressor aumenta. Os autores reconhecem as limitações no uso de LDV devido à presença de óleo na região de medição, além da reflexão de luz e do tratamento superficial da superfície. A metodologia experimental também não foi apresentada em sua completitude.

Nagata, Nozaki e Akizawa (2010), assim como Lenz (2010), também investigaram o efeito da rotação do compressor sobre a dinâmica do movimento da válvula de sucção para um compressor alternativo hermético operando entre 1500 e 4000 rpm. Entretanto, os autores usaram *strain gage* para medir o deslocamento da válvula. Como já comentado anteriormente, o problema de usar *strain gage* neste tipo de medição é a calibração do sensor, uma vez que o tipo de carregamento que ocorre na operação real da válvula é diferente do carregamento no processo de calibração. Os autores concluem que o movimento da válvula em baixas rotações varia significativamente devido às forças de adesão (*stiction force*) causadas pelo óleo lubrificante. Assim como Lenz (2010), os pesquisadores também concluem que o número de vibrações da válvula diminui com o aumento da rotação. Além disso, argumentam que a vibração da válvula causa a flutuação periódica da eficiência volumétrica do compressor. A metodologia experimental é descrita com mais cuidado, mas ainda assim é difícil reproduzir os dados experimentais.

Outro trabalho experimental desenvolvido para medição do deslocamento de válvulas de compressores usando *strain gage* foi realizado por Bhakta et al. (2012). Os autores mediram o movimento das válvulas de sucção e de descarga durante a operação real do compressor para duas razões de compressão (2,96 e 2,57). Além disso, uma bancada de teste de válvulas também foi desenvolvida para investigar os parâmetros característicos que definem o comportamento das válvulas usando um sistema de pulso de pressão para produzir o escoamento transiente na válvula. Os autores também usaram esta bancada de teste para estudar, pelo menos incipientemente, a influência do óleo lubrificante na dinâmica da válvula. Observaram que a presença do óleo reduz a vibração da válvula (*flutter*). Os parâmetros medidos nestes experimentos foram usados em um programa de simulação unidimensional do compressor para fins de validação. Este programa foi usado posteriormente com o propósito de otimizar sua eficiência por meio da variação dos parâmetros característicos das válvulas (rigidez, massa, material e geometria), mostrando basicamente que a redução da vibração da

válvula de sucção produz o aumento da eficiência do compressor (a magnitude não foi informada).

Um trabalho experimental cuidadoso em dinâmica de válvula de descarga de compressor de $CO_2$ foi desenvolvido por Ma et al. (2012). O movimento da válvula foi descrito durante a operação real do compressor. Um sensor de corrente (*eddy current sensor*) foi especialmente desenvolvido para as medições do movimento da válvula. Os autores investigaram a influência da pressão de descarga, distância do limitador (*valve lift*), rigidez da válvula e rotação do compressor sobre o comportamento dinâmico da válvula. A medição do movimento da válvula durante a operação real do compressor é a desvantagem da metodologia proposta uma vez que não é possível isolar efeitos indesejados, tais como a presença do óleo lubrificante e efeitos de retroação dos medidores.

A revisão bibliográfica apresentada permite indicar que resultados experimentais sobre a dinâmica de válvulas de compressores (sucção ou descarga) ainda merecem atenção por duas razões. A primeira é que a maioria dos pesquisadores investigou o comportamento dinâmico das válvulas durante a operação real do compressor, o que não permite isolar efeitos indesejados durante as medições. A segunda razão é que a descrição da metodologia experimental empregada pelos pesquisadores, na grande maioria dos trabalhos publicados, não é realizada de forma adequada, não permitindo uma avaliação criteriosa dos resultados divulgados.

Portanto, este tema ainda merece muita atenção dos pesquisadores. Este é o contexto deste trabalho, cujo objetivo principal é desenvolver uma bancada experimental especificamente para estudar o comportamento dinâmico de válvulas usadas em compressores de refrigeração.

# CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A concepção, projeto e construção de uma bancada experimental para estudo de válvulas ou de modelos de válvulas de compressores não é uma tarefa simples. Em se tratando de válvulas de compressores, as maiores dificuldades estão relacionadas ao acesso à válvula, uma vez que o posicionamento da válvula no compressor dificulta esta operação, e às dimensões reduzidas, tanto da válvula, como da câmara de compressão. Considerando apenas estes dois aspectos, a escolha dos instrumentos de medição deve ser feita com muito critério. Um agravante a estes aspectos é o tempo de resposta, que deve ser suficientemente pequeno para capturar adequadamente as variações dos parâmetros a serem medidos (ANDREOTTI, 2013).

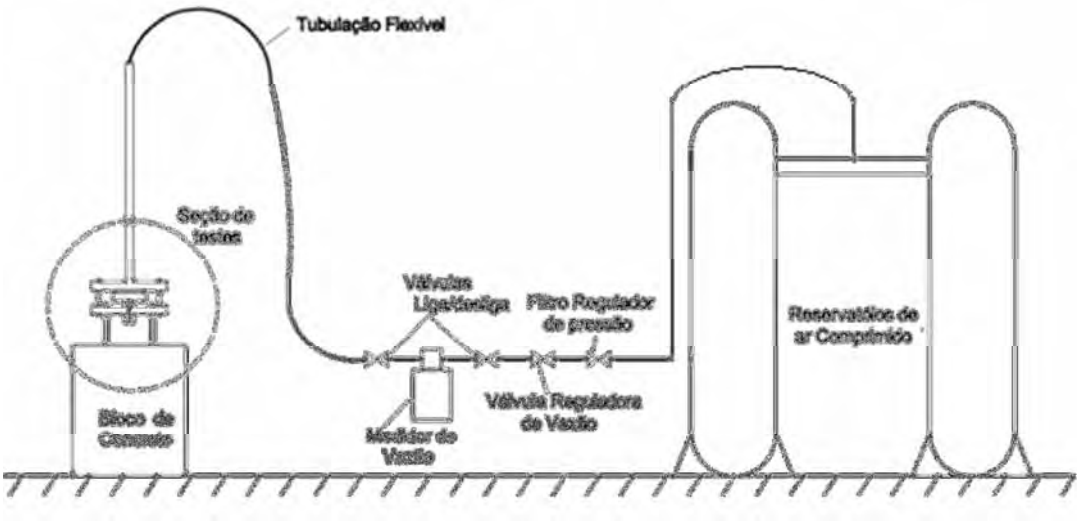
Se o objetivo for experimentar modelos de válvulas, as dificuldades são menores, mas alguns cuidados são essenciais. A revisão de trabalhos sobre o tema indica que o comportamento do escoamento é muito sensível em relação à distância entre a válvula e o assento (afastamento), principalmente para os menores valores. Portanto, um dos principais parâmetros a ser controlado e medido com exatidão é o afastamento. Neste trabalho, optou-se por usar um sistema óptico para medir este parâmetro, por ser um método não intrusivo de medição, não causando efeitos de retroação nas medidas.

Anhê Junior (2010) projetou e construiu uma bancada experimental para estudar o escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo. Nesta bancada, o autor utilizou um micrômetro como sistema de medição da distância entre discos, s, o que limita a exatidão da medição, além de não permitir o estudo do escoamento em difusores radiais com disco frontal móvel ou modelos de válvulas do tipo lâmina. A seguir, apresenta-se uma nova concepção desta bancada experimental, que foi reconstruída por Andreotti (2013) e também no contexto deste trabalho, para atender os requisitos necessários para o estudo do escoamento, tanto em difusores com disco frontal móvel (ANDREOTTI, 2013), como em modelos de válvula do tipo lâmina (*reed valve*).

### 3.1 Bancada Experimental

A Figura 6 mostra um esquema da bancada experimental concebida para estudar o escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo ou móvel. Neste esquema é possível observar a configuração de montagem dos principais equipamentos e dispositivos usados. A Figura 7 apresenta fotografias da bancada experimental.

Figura 6 – Esquema da bancada experimental




Fonte: Andreotti (2013).

A bancada experimental é composta por dois reservatórios de ar comprimido, um medidor de vazão, uma mangueira flexível, um tubo de alumínio, duas válvulas de esfera, uma válvula reguladora de vazão, um filtro regulador de pressão, pela seção de testes, pelo sistema de posicionamento e pelos instrumentos de medição.

A bancada experimental, projetada para operar com ar comprimido, foi instalada em uma sala com aparelho de condicionamento de ar para possibilitar a realização dos testes numa temperatura aproximadamente constante. O ar é inicialmente armazenado em dois reservatórios de 500 litros de capacidade conectados em paralelo. A pressão de armazenamento é escolhida de maneira a proporcionar uma vazão de ar constante durante a aquisição de dados. Um compressor alternativo de dois estágios, marca Wayne, modelo w7208-H, serie 62865, com pressão máxima de 12,1 bar é usado para abastecer os dois reservatórios.

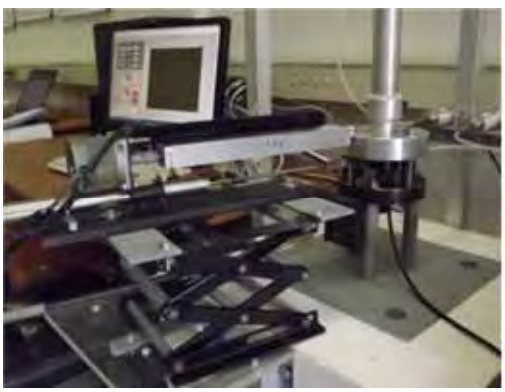
O ar escoa dos reservatórios para o sistema de controle do escoamento, que é constituído pelo filtro regulador de pressão e válvula reguladora de vazão. O filtro regulador

de pressão possui duas funções, a de filtrar possíveis impurezas do ar e retirar parte de sua umidade, assim como a de manter constante a pressão da saída do escoamento. Desta forma, é possível manter uma vazão constante na seção de testes, apesar da redução de pressão nos reservatórios de ar comprimido à medida que ocorre o seu esvaziamento. A válvula reguladora de vazão instalada a jusante do filtro regulador tem a função de ajustar a vazão desejada do escoamento em cada teste. Em seguida, o ar escoa pelo medidor de vazão tipo Coriolis, cuja função é medir a vazão e temperatura do escoamento.

Figura 7 – Fotografias da bancada experimental (a) Vista panorâmica, (b) Reservatórios de ar comprimido, (c) Seção de testes e sistema de movimento da haste de tomada de pressão (d) Válvula reguladora de vazão e filtro regulador de pressão

(a)

(b)



(c)

(d)

Fonte: Andreotti (2013).

Após escoar pelo medidor de vazão, o ar é transportado para a seção de testes por meio de uma mangueira flexível e um tubo de alumínio com 2 m de comprimento, 34,9 mm de diâmetro interno e 38,1 mm de diâmetro externo. Na entrada do tubo de alumínio são instaladas duas telas de malha fina com o objetivo de iniciar a regularização do perfil de velocidade do escoamento. Esta regularização é completada com o uso do tubo de 2 m de comprimento, cuja função é produzir um escoamento com perfil de velocidade completamente desenvolvido na entrada da seção de testes.

Foram utilizadas duas seções de teste diferentes, uma para a validação da bancada e outra para realizar os testes com a válvula tipo lâmina. A seguir serão descritas estas duas seções de testes.

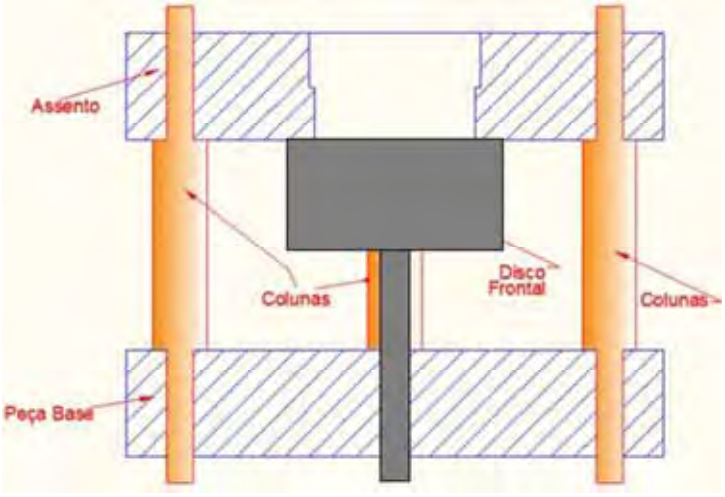
### 3.1.1 Seção de testes para validação da bancada experimental

A seção de testes foi concebida principalmente para garantir o paralelismo entre o disco frontal e o disco anterior (assento), permitindo ainda a fácil substituição dos discos para o estudo de diferentes geometrias do difusor radial. Isto é de fundamental importância para a obtenção de resultados satisfatórios de distribuição de pressão sobre o disco frontal. Estudos anteriores mostram que, dependendo da vazão do escoamento e da distância entre discos ajustadas, a distribuição de pressão sobre o disco frontal pode ser significativamente alterada por pequenas inclinações entre os discos e por pequenas variações no afastamento entre os discos. Dessa forma, é necessária uma montagem que garanta o paralelismo entre os discos, além de uma medição com elevada exatidão do valor do afastamento.

Um detalhe da seção de testes é mostrado na Figura 8. A peça base é montada em uma base de concreto para minimizar os efeitos de vibração transmitida pelo solo. O disco anterior (assento) do difusor é montado na peça base por meio de três colunas de 39 mm de comprimento distanciadas de 120° umas das outras. O disco frontal possui um eixo que é usado para montá-lo à peça base por meio de um furo usinado, e o disco frontal é fixado por meio de um parafuso instalado na direção perpendicular ao eixo. O diâmetro do eixo foi escolhido para fornecer rigidez ao sistema, assim como para propiciar uma montagem consistente com a busca do paralelismo desejado. Na peça base, são instalados os dois sensores ópticos de distância. Para garantir o melhor paralelismo possível, todas as peças foram retificadas.

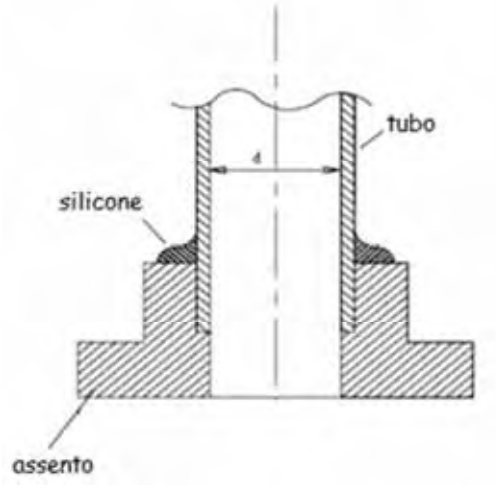
O disco anterior, que representa o assento do sistema de válvulas, possui diâmetro interno de 34,9 mm, diâmetro externo de 130 mm e altura de 30 mm, sendo projetado de maneira a se ajustar ao diâmetro externo do tubo e assegurar que a face externa do assento seja perpendicular à linha de centro do tubo, conforme ilustra a Figura 9. Para evitar vazamento de ar, o assento é unido ao tubo de alumínio por meio de cola de silicone. O material escolhido para a fabricação do assento é o alumínio, que facilita o processo de construção da peça, garantindo menor irregularidade das medidas. A utilização do alumínio também evita o processo de corrosão.

Figura 8 – Seção de testes para o estudo do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo




Fonte: Andreotti (2013).

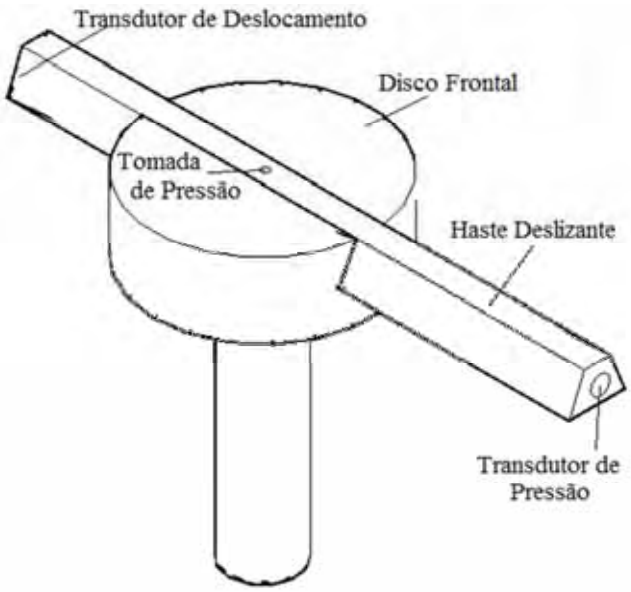
Figura 9 – Esquema da união entre o disco anterior (assento) e o tubo de alimentação da seção de teste




Fonte: Anhê Junior (2009).

Para a realização dos testes de validação da bancada, foi utilizado um disco frontal com uma haste deslizante de aço para permitir a medição da distribuição radial de pressão, como mostra a Figura 10. Os testes de validação foram realizados com dois discos frontais, que fornecem relações de diâmetro (razão entre os diâmetros do disco frontal, D, e do orifício de alimentação do disco anterior, d), iguais a D/d=1,5 e D/d=1,66.

Figura 10 – Disco frontal com haste deslizante



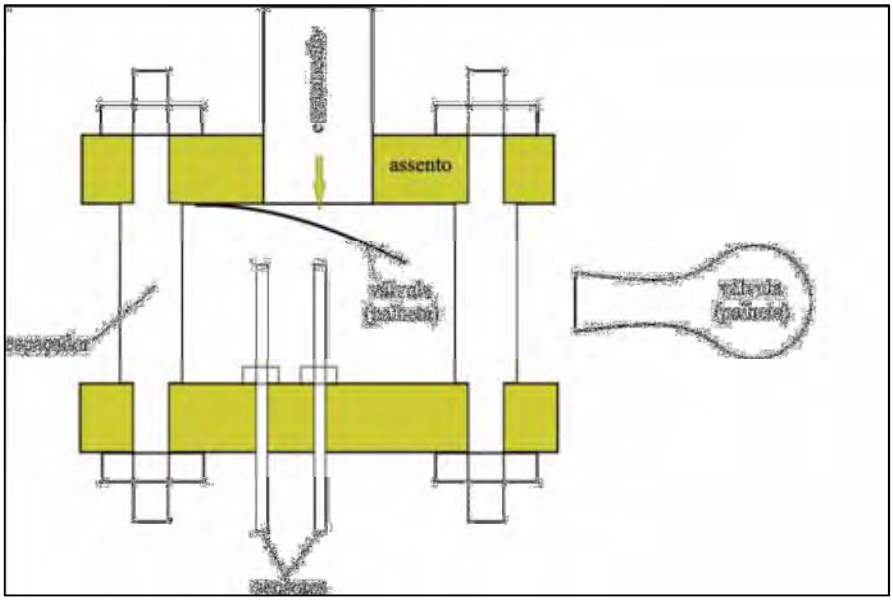

Fonte: Andreotti (2013).

A haste funciona como um cursor, devendo ser ajustada de forma a deslizar suavemente sem oscilações. No centro da haste há um orifício de 0,7 mm de diâmetro para a tomada de pressão estática do escoamento. Este orifício é ligado através de um canal interno até uma extremidade da haste onde, através de uma mangueira flexível, é conectado um transdutor indutivo de pressão. Na outra extremidade da haste é fixado um transdutor indutivo de deslocamento para registro da posição radial da tomada de pressão. A haste é movida por um eixo movimentado por um motor de passo. Assim, à medida que a haste é movida, a distribuição de pressão sobre o disco frontal é obtida. O objetivo dos testes com disco frontal fixo é comparar esta distribuição de pressão para diversas vazões (números de Reynolds) e várias distâncias entre discos, s, com resultados obtidos da literatura.

### 3.1.2 Seção de testes para o estudo da interação fluido-estrutura em geometrias reais de válvula tipo lâmina

A seção de testes para o estudo da interação fluido-estrutura em geometrias reais de válvula do tipo lâmina é mostrada na Figura 11. Neste caso, a estrutura básica da seção de testes permanece inalterada e o difusor radial com disco frontal móvel é substituído pela válvula, também denominada de palheta. A válvula pode ser entendida como sendo uma viga (lâmina de pequena espessura) engastada em uma das extremidades. O escoamento incide na superfície da válvula causando sua deformação, que é medida por meio de dois sensores ópticos localizados em posições diferentes.

Figura 11 – Seção de testes para o estudo da interação fluido-estrutura em válvulas




Fonte: Elaboração do próprio autor

## 3.2 Instrumentação

Durante a realização de um teste são medidos vários parâmetros: temperatura do ar, para a determinação da densidade e viscosidade; pressão à montante da seção de testes, para o cálculo da densidade do ar, da área efetiva de força e coeficiente de descarga (a serem definidos posteriormente); vazão do escoamento; pressão na superfície do disco frontal, posição da tomada de pressão da haste deslizante, pressão atmosférica e afastamento entre disco frontal e disco anterior.

Os sinais dos instrumentos de medição, com exceção do barômetro, são conduzidos a um sistema de aquisição de dados da *National Instruments* e tratados pelo *software LabView*. Apresentam-se a seguir as informações da instrumentação utilizada na bancada.

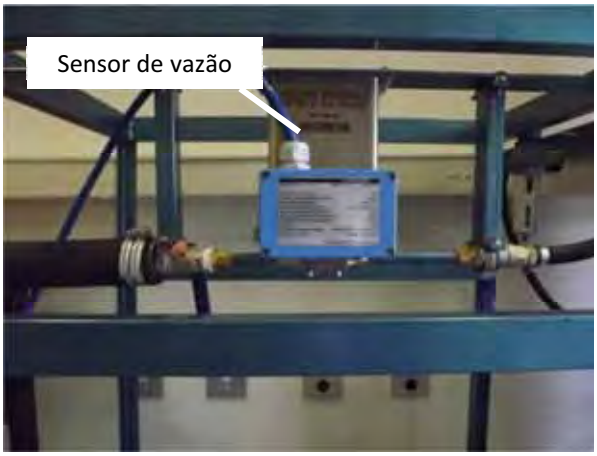
### 3.2.1 Medição de pressão

A medição da pressão atmosférica é realizada por meio de um barômetro marca Feingerätebau Fischer, com incremento de escala de 0,1 kPa. A pressão manométrica sobre a superfície do disco frontal é medida por um transdutor indutivo de pressão da marca Honeywell, com fundo de escala de 0,035 bar e incerteza de 0,1% do fundo de escala. A pressão manométrica do escoamento à montante do difusor radial é medida por um transdutor indutivo de pressão da marca Honeywell, com fundo de escala de 1 bar e incerteza de 0,1% do fundo de escala. Para os testes realizados para as maiores vazões e os menores afastamentos, nos quais os níveis de pressão são maiores, é utilizado um transdutor indutivo de pressão da marca Honeywell para a medição da distribuição de pressão sobre o disco frontal, com fundo de escala de 0,1 bar e incerteza de 0,1% do fundo de escala. Os transdutores de pressão foram aferidos por meio da utilização de um manômetro de coluna de água, mostrando o bom funcionamento dos transdutores. Por esta razão e pela ausência de padrões de calibração de maior exatidão, optou-se por usar as curvas de calibração fornecidas pelo fabricante.

### 3.2.2 Medição de vazão e temperatura

Um medidor de vazão do tipo Coriolis, modelo RHM 04 do fabricante RHEONIK, é responsável por medir não só os valores instantâneos de vazão, mas também os valores de temperatura do fluido de trabalho. O medidor mede a vazão por meio da deformação que uma força de Coriolis gerada pelo escoamento causa em um sistema de tubos com baixa rigidez. A Figura 12 mostra a posição de instalação do sensor na bancada experimental. As características metrológicas do medidor de vazão são descritas no Apêndice A.

Figura 12 – Posição de instalação do sensor de vazão Rheonik RHM 04




Fonte: Andreotti (2013).

### 3.2.3 Medição da posição da tomada de pressão sobre o disco frontal

A medição da posição da tomada de pressão na superfície do disco frontal é realizada por um transdutor indutivo de deslocamento da marca Honeywell, modelo DLE, com faixa de operação de até 152,4 mm. O transdutor é fixo num suporte composto por um sistema elétrico-mecânico, cujo deslocamento é feito por um motor de passo de rotação controlada, permitindo um deslocamento suave e uniforme da haste. Dessa forma, a posição radial da tomada de pressão é determinada com maior precisão, sem interferir no ajuste do posicionamento do disco frontal. A Figura 13 mostra o sistema de deslocamento da haste deslizante.

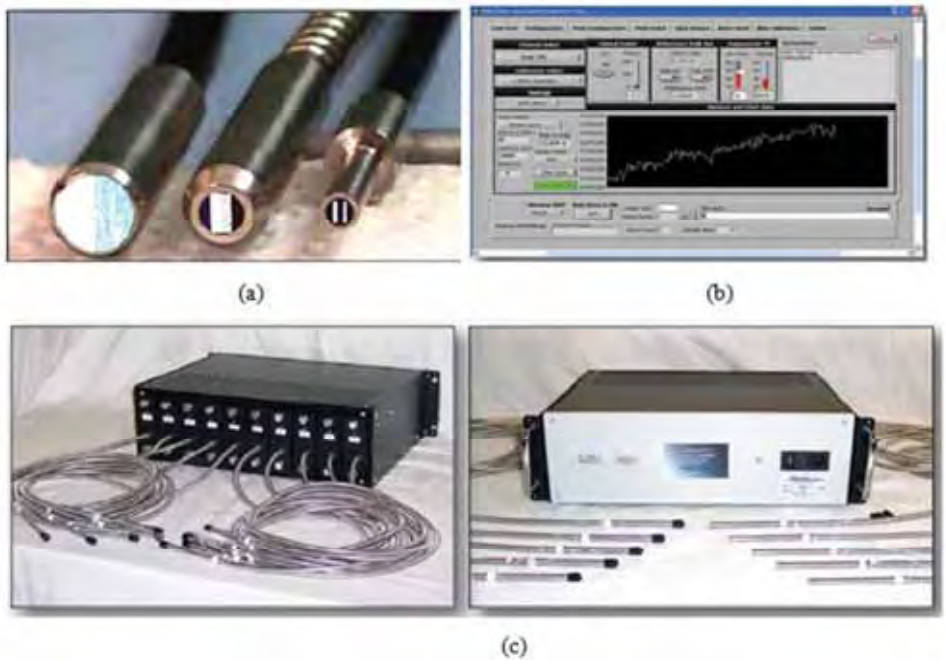
Figura 13 – Sistema de posicionamento da haste deslizante

Fonte: Dados do próprio autor

### 3.2.4 Medição da distância entre o disco frontal e o disco anterior

Um medidor de distância óptico é usado para garantir medições confiáveis do afastamento entre o disco frontal e o disco anterior, s. Um sensor do fabricante PHILTEC, modelo mcDMS-RC100-T2 foi escolhido para satisfazer as necessidades dos testes. Neste sensor, dois feixes de fibra ótica são arranjados lado a lado. Um feixe de luz é emitido por um dos lados, reflete na superfície a ser medida e retorna para o outro lado do sensor. A intensidade luminosa de retorno é dependente da distância entre a extremidade do sensor e a superfície de incidência do feixe luminoso. O sensor é projetado de tal maneira a fornecer um sinal de voltagem proporcional à distância. O sensor é instalado em um módulo multicanal modelo 10DMS, com entrada para dez sensores ópticos, permitindo a medição de 10 distâncias simultaneamente. Um software de aquisição e tratamento de dados permite salvar os dados em arquivos, ajustar os sensores para as medições e alterar a curva de calibração do sensor de acordo com a superfície de incidência do feixe luminoso. A Figura 14 mostra detalhes do sensor. O sensor óptico é calibrado pelo fabricante utilizando uma mesa especial de deslocamento, conhecida como *air bearing stage*, que promove um movimento suave, linear e preciso. A calibração está descrita no Apêndice B.

Figura 14 – Sensor óptico (a) – ponta do sensor, (b) – Software DMS Control, (c) – Rack multicanal para alimentação e medições simultâneas com diferentes sensores.




Fonte: Andreotti (2013).

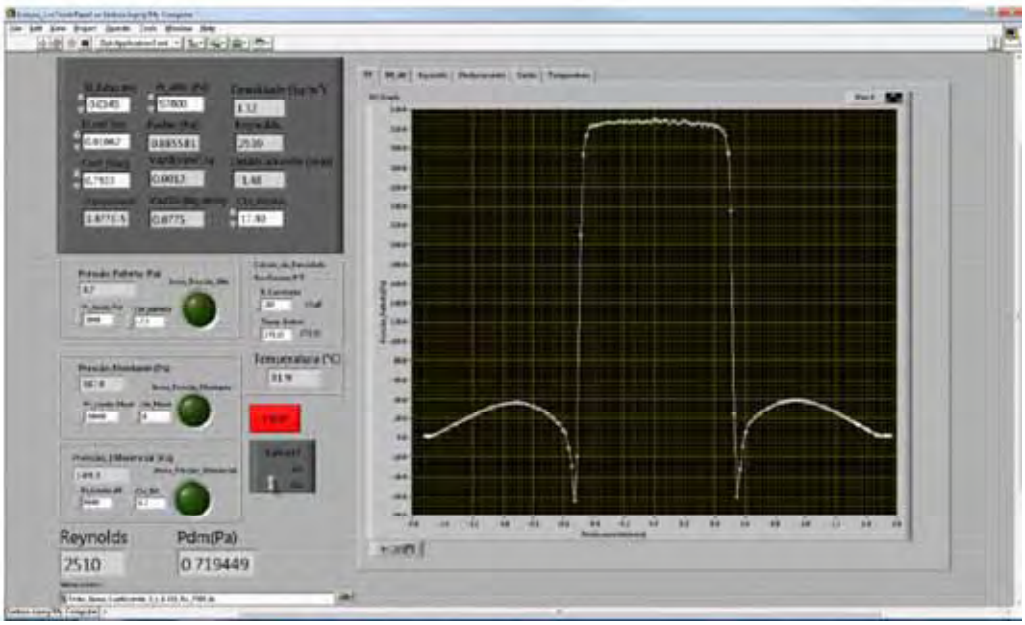
### 3.2.5 Sistema de Tratamento de Dados

Os sinais analógicos dos transdutores de pressão, transdutores de deslocamento e medidor de vazão são tratados por um sistema de aquisição de dados composto por placas de conversão de sinais analógico/digital, por um computador e por um *software* de tratamento dos sinais digitais.

Foram usadas duas placas de conversão Analógico/Digital (A/D) da *National Instruments*. Uma delas, modelo NI 9215, com quatro canais, é responsável pela aquisição dos sinais dos transdutores de pressão e de deslocamento. A outra, modelo NI 9203, com oito canais, é responsável pela aquisição do sinal do medidor de vazão. Ambas são instaladas em um chassi NI Compact DAQ-9178. Os sinais são transferidos para um computador. O monitoramento e registro dos dados são feitos por um programa elaborado na plataforma LabView, versão 6i, da National Instruments (2000). O *LabView* utiliza uma programação totalmente gráfica, que facilita a construção de programas de aquisição e monitoramento de sinais.

A Figura 15 ilustra a tela principal do programa desenvolvido. O programa permite a visualização e acompanhamento de todas as variáveis de interesse em tempo real, para escoamentos estacionários ou transientes. As placas utilizadas possibilitam taxas de aquisição de sinais de até 100 kHz.

Figura 15 – Tela principal do sistema de monitoramento e aquisição de dados




Fonte: Anhê Junior (2009).

# CAPÍTULO 4 – VALIDAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Após a montagem da bancada experimental e realização de testes preliminares para a verificação do funcionamento de todos os dispositivos e instrumentação, é importante ter confiabilidade no funcionamento da bancada. Uma maneira de atingir este objetivo é testar a bancada para algum caso que já possua resultados conhecidos e confiáveis. Esta confiabilidade está relacionada tanto ao funcionamento geral dos dispositivos usados e instalação correta da instrumentação, como também à concepção do experimento no que diz respeito ao funcionamento da seção de testes. Neste trabalho, a maior preocupação com relação à seção de testes está na garantia da geometria testada: os discos devem estar paralelos, a distância ajustada entre os discos deve ser conhecida com exatidão e os discos não devem sofrer movimentação durante os testes.

A análise de confiabilidade da bancada foi realizada por meio da comparação de resultados da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os dados experimentais obtidos por Salinas Casanova (2001) e Souto (2002). A bancada experimental usada por estes autores é semelhante com a bancada construída neste trabalho. O que diferencia essencialmente as duas bancadas é concepção da seção de testes. Portanto, os dados por eles obtidos podem ser usados como base de comparação. Este procedimento é denominado aqui de validação da bancada experimental, embora não seja o termo mais apropriado. É importante salientar que uma boa comparação entre os resultados garante certo nível de reprodutibilidade dos dados, o que também é um procedimento importante no estudo experimental de qualquer fenômeno da natureza.

As primeiras tentativas de comparação de dados mostraram diferenças significativas entre os resultados, como será mostrado posteriormente. Com a intenção de verificar as possíveis causas destas diferenças, vários testes foram realizados. Dentre estes testes, a investigação da influência do tipo de borda do disco anterior se mostrou o mais importante e será abordado em detalhes no item 4.2.

Inicialmente será apresentado o procedimento experimental geral utilizado para a obtenção do perfil de pressão atuando sobre a superfície do disco frontal. Posteriormente, a

investigação da influência do tipo de borda do disco anterior será apresentada. Finalmente, após a solução do problema, serão apresentados os resultados finais que validam ambos, a bancada experimental e o procedimento adotado na obtenção dos resultados.

## 4.1 Procedimento Experimental

O procedimento para a realização dos testes é dividido em três grandes partes: preparação, execução e pós-processamento.

### 4.1.1 Preparação

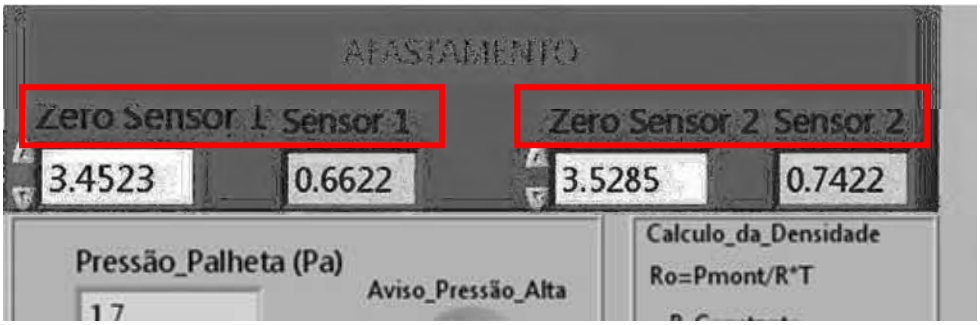
Inicialmente deve-se ligar o condicionador de ar e todos os equipamentos e aguardar no mínimo 30 minutos para a estabilização das temperaturas dos instrumentos de medição e do ambiente.

A primeira providência antes da execução dos testes é a verificação do valor da pressão de ar no interior dos reservatórios. Para que se tenha uma vazão constante na seção de testes, é necessário que a pressão nos reservatórios seja maior do que pressão ajustada no filtro regulador de pressão, que é a pressão a jusante do regulador. O filtro regulador de pressão mantém a pressão do escoamento a sua jusante aproximadamente constante, desde que a pressão a montante (pressão dos reservatórios) seja sempre maior do que a pressão ajustada.

Posteriormente, deve-se fazer o ajuste da distância de referência para que a distância entre discos, denominada de agora em diante de afastamento, seja determinada. Isto é feito encostando o disco frontal no disco anterior, de maneira que a distância relativa entre os dois seja zero. Neste momento, os valores indicados pelos sensores ópticos são registrados no programa de aquisição, como esquematizado na Figura 16. Este ajuste deve ser feito atribuindo ao indicador “Zero Sensor 1” o mesmo valor presente em “Sensor 1”. O mesmo procedimento deve ser seguido para o Sensor 2. Esta distância medida pelos sensores é usada como referência para a determinação do afastamento desejado. Na Figura 17, esta distância é denominada de X. De fato, existem dois valores para a distância X, cada uma obtida por um dos sensores. Em seguida, posiciona-se o disco frontal no afastamento desejado, s, que é calculado pelo programa de aquisição de dados pela subtração dos dois valores de X medidos. O deslocamento do disco frontal é feito por meio do acionamento de um micrômetro instalado na base do eixo do disco frontal, como mostrado na Figura 18. A utilização do micrômetro no

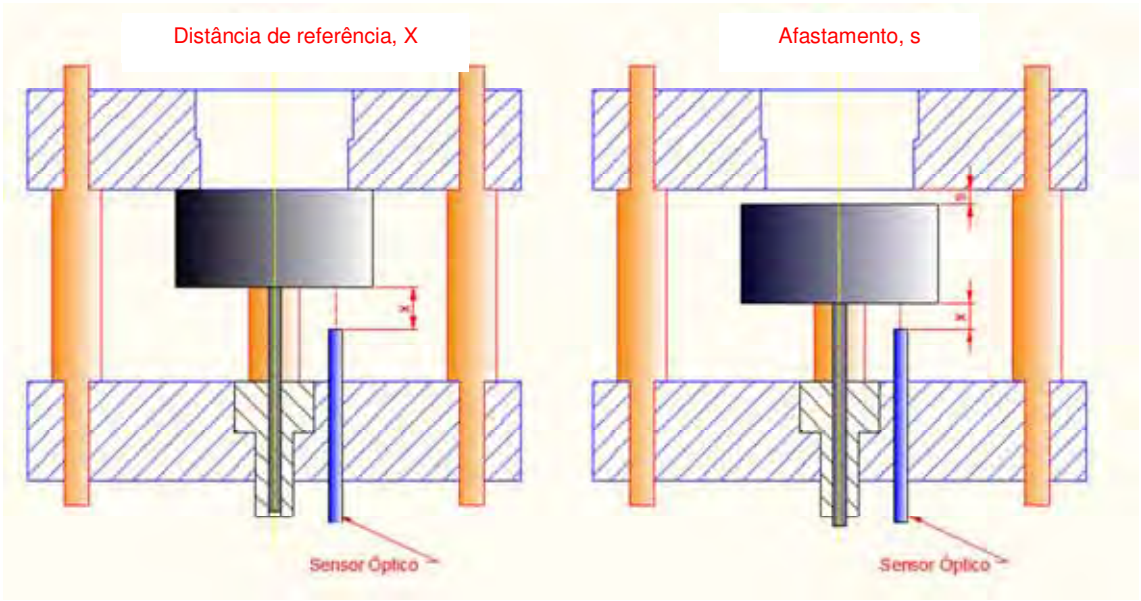
posicionamento do disco frontal possibilita deslocamentos pequenos e precisos, além de também permitir a medição do afastamento, s, para fins de aferição.

Figura 16 – Ilustração da indicação da distância de referência medida pelos sensores 1 e 2




Fonte: Arantes, Maia e Gasche (2012).

Figura 17 – Posicionamento da distância de referência, X, e do afastamento do disco frontal, s



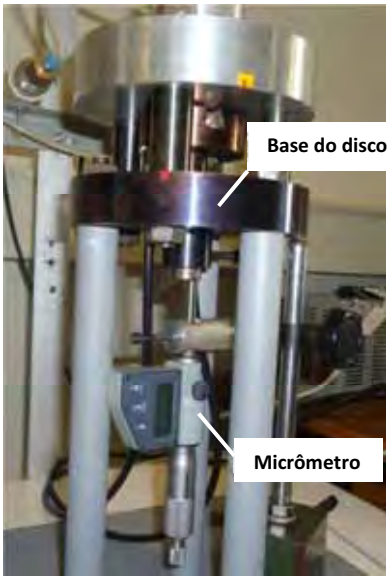

Fonte: Andreotti (2013).

É importante ressaltar que os sensores ópticos foram aferidos usando dois procedimentos: por meio da utilização de blocos padrão e por meio do micrômetro digital. Os resultados da aferição mostraram o bom funcionamento dos sensores. Por ausência de padrões de dimensão com exatidão apropriada, optou-se por usar as curvas de calibração fornecidas pelo fabricante dos sensores, as quais são funções da refletividade da superfície de incidência do feixe luminoso. No presente trabalho, usou-se uma fita adesiva apropriada (com

refletividade conhecida) fornecida pelo fabricante denominada de *retrotape,* que possui uma curva de calibração obtida pelo fabricante.

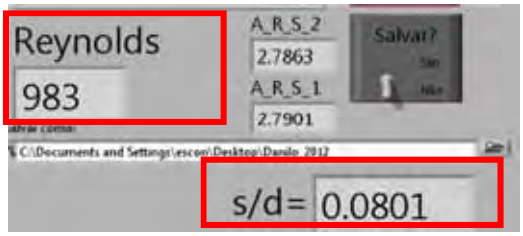
Finalmente, ajusta-se a vazão do escoamento na válvula reguladora de vazão para o valor do número de Reynolds desejado no teste, que é indicado na tela do programa de aquisição de dados, como mostrado na Figura 19, assim como o valor do afastamento em sua forma adimensional, s/d.

Figura 18 – Posicionamento do disco frontal utilizando o micrômetro digital




Fonte: Andreotti (2013).

Figura 19 – Tela do programa de aquisição de dados mostrando os valores do número de Reynolds e do afastamento adimensional, s/d




Fonte: Arantes, Maia e Gasche (2012).

### 4.1.2 Execução

Após a etapa de preparação, procede-se a execução do teste desejado, que ocorre com o acionamento do motor de passo para produzir o movimento da haste deslizante e, consequentemente, da posição da tomada de pressão na superfície do disco frontal. Desta

forma, com a varredura ao longo de todo o diâmetro do disco frontal, obtém-se a distribuição de pressão sobre o disco.

### 4.1.3 Pós-processamento

Por fim, é necessário fazer o pós-processamento dos resultados de maneira a se obter os resultados desejados, que neste caso, consta da apresentação da distribuição de pressão sobre a superfície do disco frontal. Usualmente, usa-se a pressão manométrica adimensionalizada pela energia cinética por unidade de volume do escoamento no orifício do disco anterior de diâmetro d (que é igual ao diâmetro interno do tubo de alimentação de alumínio),

$$P^* = Padm(r) = \frac{2P(r)}{\rho \bar{V}^2} \tag{1}$$

Onde *P(r)* é a pressão manométrica atuando sobre o disco frontal, $\rho$ é a massa específica do ar calculada pela equação dos gases perfeitos,

$$\rho = \frac{P_u M}{\bar{R}\, T_u} \tag{2}$$

onde $P_u$ e $T_u$ são a pressão absoluta e temperatura do ar a montante da seção de teste, $\bar{R}$ é a constante universal dos gases e $M$ é a massa molar do ar.

A velocidade média do ar, $\overline{V}$, da Equação (1) é a velocidade média do escoamento no orifício do disco anterior, que pode ser calculada usando-se a vazão em massa do escoamento, $\dot{m}$, por:

$$\bar{V} = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi d^2} \tag{3}$$

O regime do escoamento é representada pelo número de Reynolds baseado no diâmetro (d) do orifício do disco anterior,

$$Re = \frac{\rho \bar{V} d}{\mu} \tag{4}$$

onde $\mu$ é a viscosidade dinâmica do ar, em Pa.s, calculada pela equação dada por Possamai (2004),

$$\mu = (k_1 + k_2 T - k_3 T^2) * 10^{-6} \quad (5)$$

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

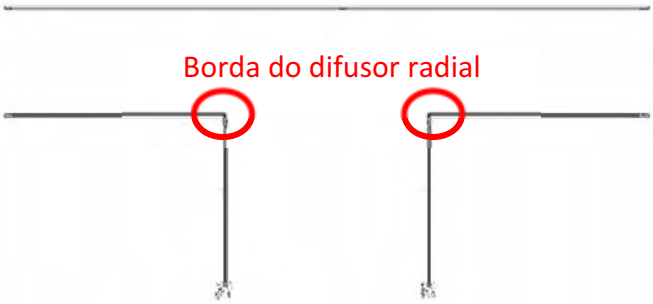
### 4.2 Resultados preliminares de validação da bancada experimental

A primeira fase no estudo experimental do escoamento no difusor radial foi à validação da bancada experimental utilizada, por se tratar de uma bancada recém construída. Esta tarefa foi realizada por meio da comparação de resultados da distribuição de pressão sobre o disco frontal com dados disponíveis de Salinas-Casanova (2001) e Souto (2002), em condições semelhantes de operação. Durante esta fase, os resultados obtidos insistentemente divergiam significativamente dos dados destes autores. Para tentar encontrar as possíveis causas das divergências entre os resultados, os parâmetros envolvidos no problema foram pesquisados: qualidade do ar comprimido em termos de quantidade de vapor d'água e impurezas, instalação do medidor de vazão, vazamentos de ar após o medidor de vazão, instalação adequada dos transdutores de pressão, aferição da medida dos transdutores de pressão, diâmetro do orifício de tomada de pressão sobre o disco frontal e, principalmente, a qualidade da medição da distância entre discos. Este parâmetro foi medido com auxilio de um relógio comparador e um micrômetro para a devida aferição do sensor óptico. Após todos os testes realizados, não foi identificada nenhuma possível causa das discrepâncias entre os resultados.

Uma última tentativa foi verificar a qualidade da borda do disco anterior na entrada do difusor, que até então era considerado como canto em 90° (canto vivo). Nos experimentos de Salinas-Casanova (2001) e Souto (2002) os testes foram feitos com bordas do tipo canto vivo, como mostrado na Figura 20. A concepção da seção de testes usada neste trabalho também previa o mesmo tipo de borda. Entretanto, por falta de conhecimento do problema, o operador que realizou a usinagem da peça executou uma operação comum nestes casos, denominada "quebra de quina" no jargão dos operadores. Esta operação produziu uma pequena suavização, usinada de forma irregular, na borda do assento. A medição da peça mostrou uma suavização aproximadamente circular com um raio próximo de 0,4 mm. O aspecto final da

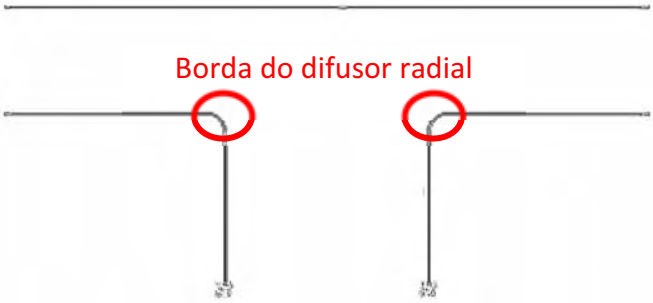
borda é mostrado esquematicamente na Figura 21. Para sanar a dúvida em relação ao tipo de borda, a superfície do disco foi usinada novamente para produzir uma borda com canto vivo. Os resultados, a partir de então passaram a concordar com os resultados experimentais de (SALINAS-CASANOVA, 2001; SOUTO, 2002).

Figura 20 – Ilustração da borda do difusor radial (canto vivo)




Fonte: Arantes, Maia e Gasche (2012)

Figura 21 – Ilustração da borda do difusor radial (com quebra de quina)




Fonte: Arantes, Maia e Gasche (2012).

A Figura 22 mostra os resultados da distribuição de pressão adimensional para Re=5000, s/d=0,03 e D/d=1,66. Os resultados nomeados com (A) são os resultados antigos (com quebra de quina). Nota-se que a diferença é da ordem de 45% em relação aos resultados com canto vivo. O disco com canto vivo produz uma maior aceleração do escoamento, produzindo uma maior queda de pressão na região de entrada do difusor, além de aumentar as forças viscosas do escoamento, o que produz o aumento da pressão de estagnação do fluido (pressão na região central do disco). As incertezas dos parâmetros medidos e calculados são apresentadas na Tabela 1. A incerteza do número de Reynolds é calculada através da combinação da incerteza resultante da Eq. (19) do Apêndice C com a incerteza dos dados dos três testes realizados. Para o cálculo da incerteza dos dados dos três testes, em função do número reduzido de testes, assumiu-se que os dados são representados por uma função de

distribuição retangular, considerando que todos os possíveis dados situam-se entre o máximo e o mínimo valor dos três testes. A combinação das incertezas é realizada por meio da Eq. (23), descrita no Apêndice C. A determinação da incerteza do afastamento adimensional s/d e da pressão adimensional é feita usando-se procedimento similar.

O mesmo comportamento foi obtido para outros afastamento relativos s/d, como pode ser visto nas Figuras 23 a 26. A maior diferença encontrada foi de 54% nos testes de Re=5000 e Re=14000, para s/d=0,05. A menor diferença foi de 38% no teste de Re=8000, para s/d=0,10. No teste de Re=8000, para s/d=0,05 a diferença foi da ordem de 50%.

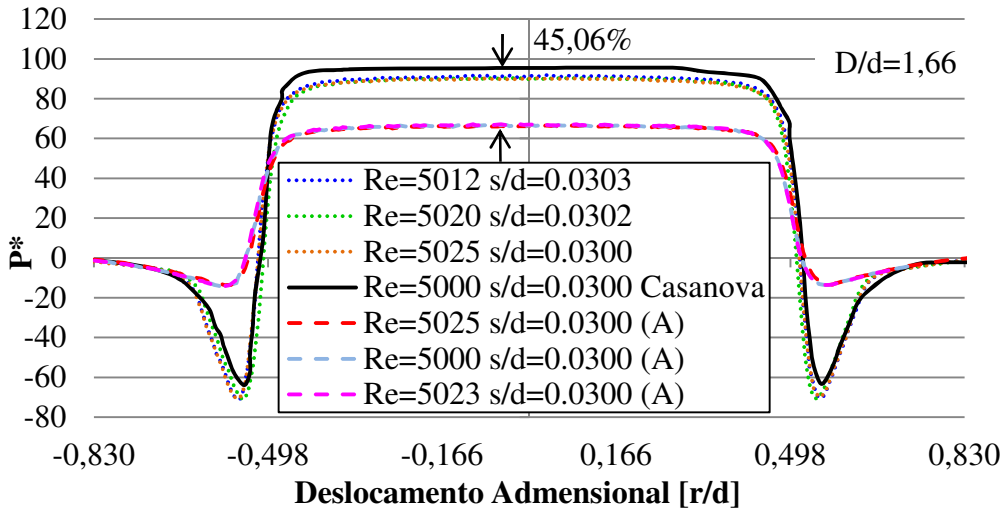
Pode-se observar em todos os resultados que os valores de pressão na região da pressão de estagnação para o caso do disco anterior com quebra de quina são menores quando comparados aos resultados com canto vivo. Isso ocorre porque a suavização do canto produz uma redução da região de recirculação do escoamento na entrada do difusor radial, o que provoca uma menor restrição à passagem do escoamento. O resultado disso é a diminuição da resistência do escoamento, que se traduz em uma menor pressão na região de estagnação (menor queda de pressão no escoamento).

Tabela 1 – Incertezas para os testes de validação da bancada experimental

| | Reynolds (A) | Reynolds | s/d (A) | s/d | $P_{adm}$ (A) | $P_{adm}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Re=5000 s/d=0,0300 | 18 | 12 | 0,0004 | 0,0005 | 2 | 3 |
| Re=5000 s/d=0,0500 | 15 | 23 | 0,0014 | 0,0007 | 2 | 2 |
| Re=5000 s/d=0,0700 | -- | 13 | -- | 0,0010 | -- | 3 |
| Re=8000 s/d=0,0500 | 25 | 32 | 0,0007 | 0,0007 | 1 | 1 |
| Re=8000 s/d=0,1000 | 19 | 46 | 0,0014 | 0,0015 | 1 | 1 |
| Re=14000 s/d=0,0500 | 91 | 61 | 0,0007 | 0,0007 | 2 | 3 |
| Re=14000 s/d=0,1000 | -- | 64 | -- | 0,0015 | -- | 4 |

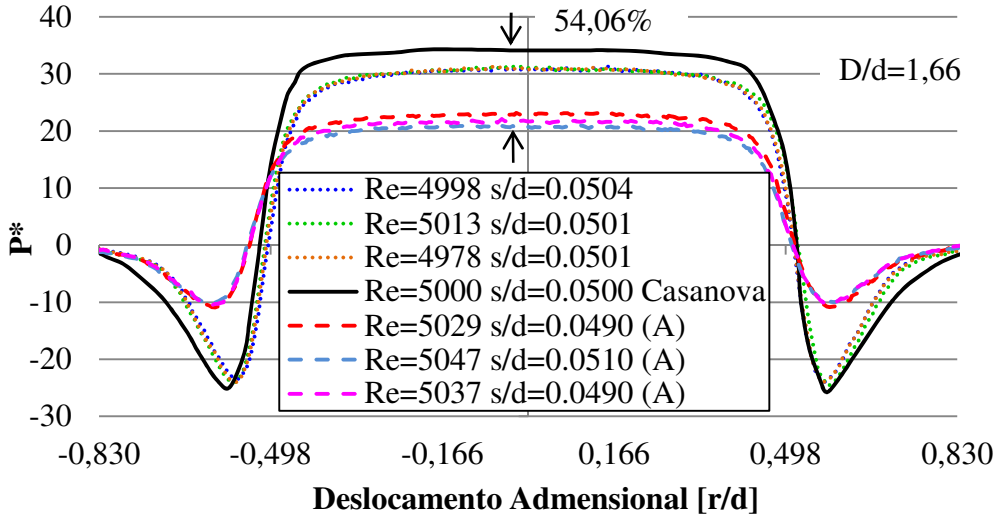
Fonte: Dados do próprio autor

Figura 22 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0300



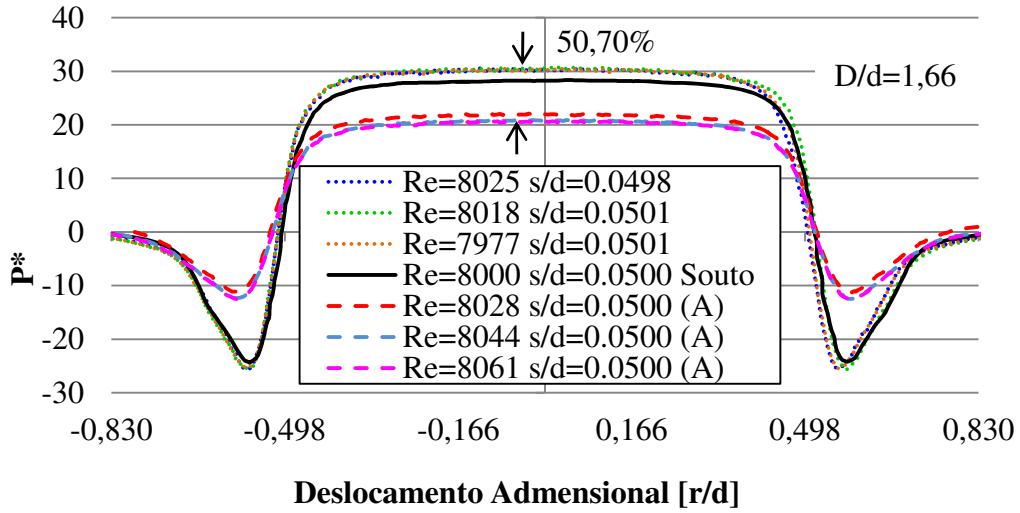

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 23 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0500



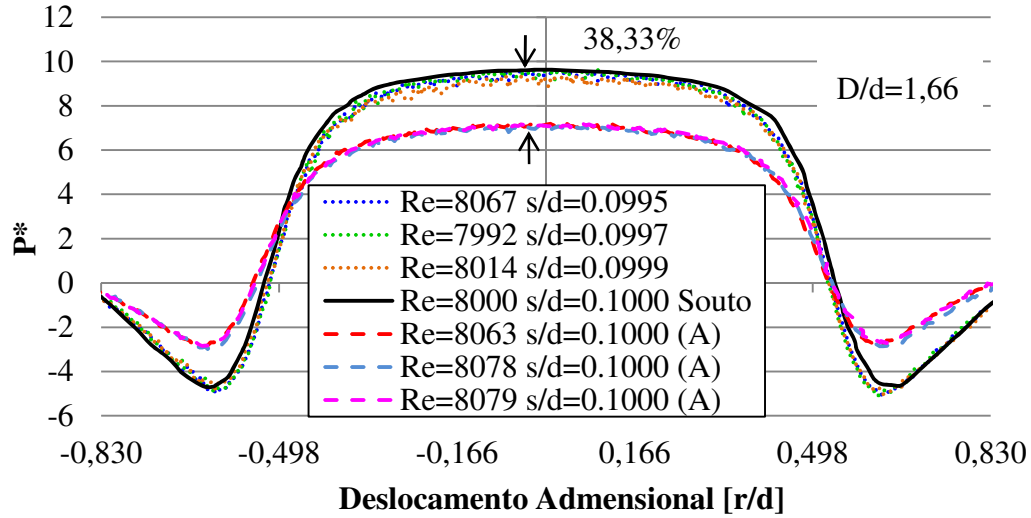

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 24 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,0500



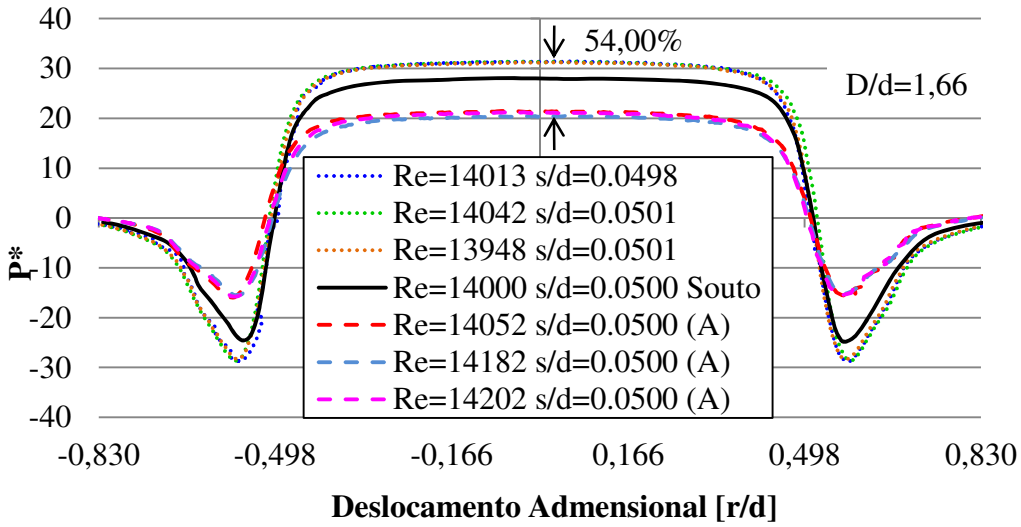

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 25 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,1000




Fonte: Dados do próprio autor

Figura 26 – Perfil de pressão para Re=14000 e s/d=0,0500

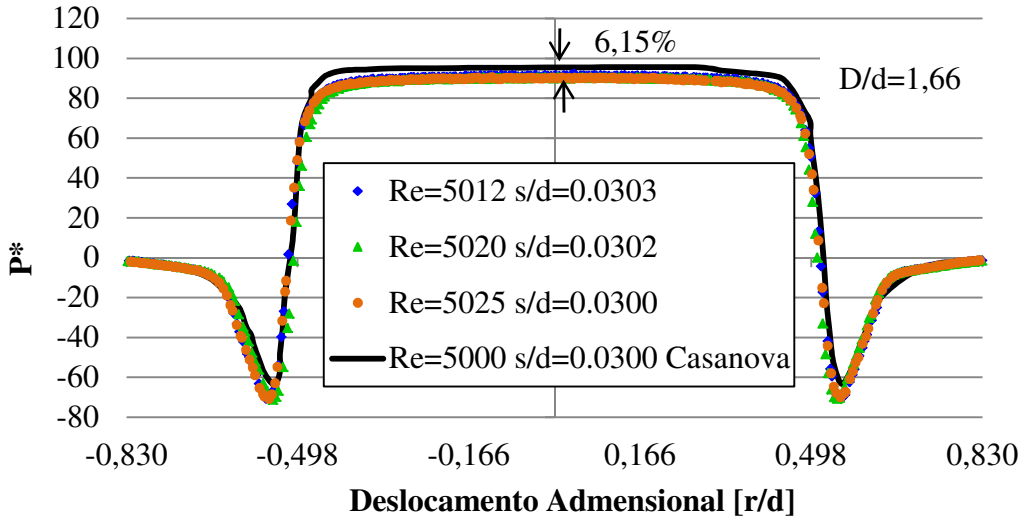



Fonte: Dados do próprio autor

### 4.3 Resultados finais de validação da bancada experimental

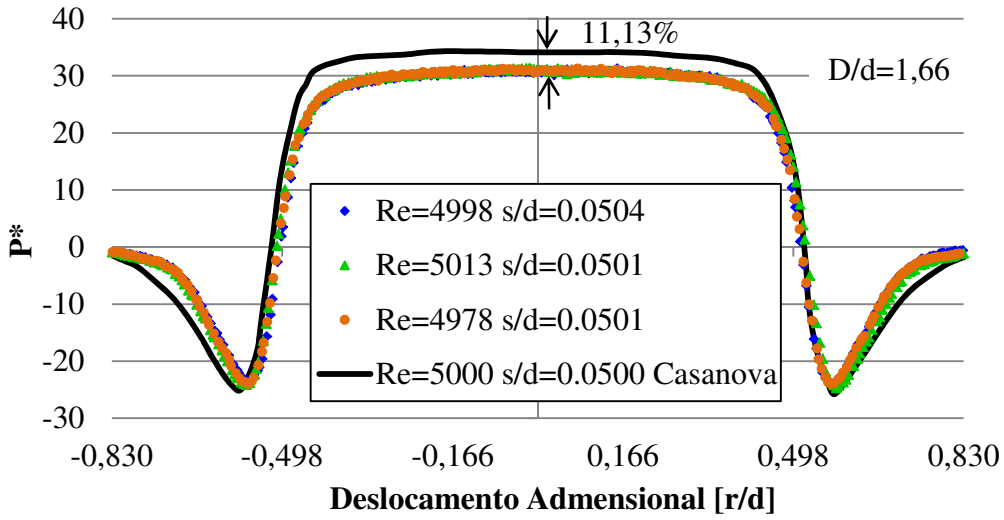
Com a correção do tipo de canto do disco anterior para canto vivo, fez-se então a validação da bancada usando condições de operação semelhantes às de (SALINAS-CASANOVA, 2001; SOUTO, 2002). As Figuras 27 a 33 representam os resultados de validação.

Figura 27 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0300 (Comparação com Salinas-Casanova, 2001)




Fonte: Dados do próprio autor

Figura 28 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0500 (Comparação com Salinas-Casanova, 2001)

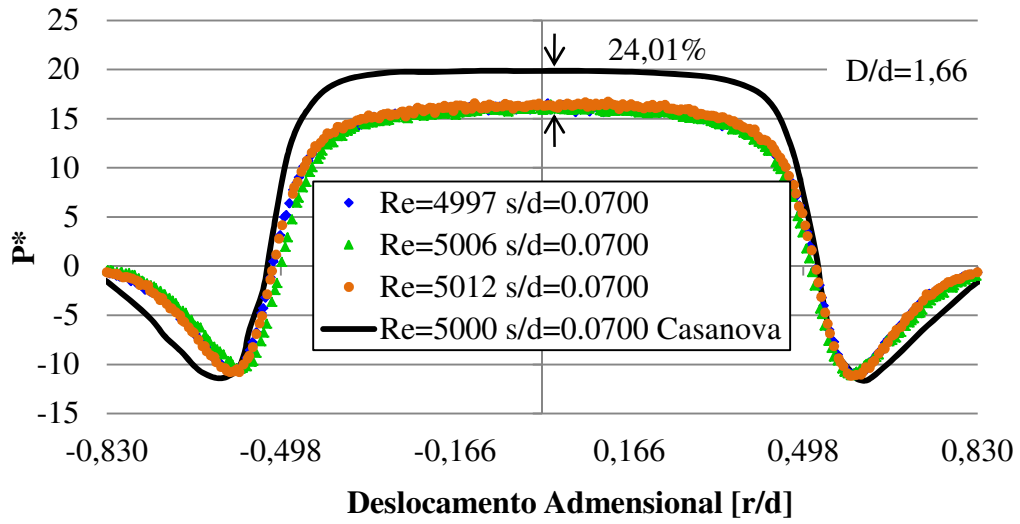



Fonte: Dados do próprio autor

Através do gráfico representado na Figura 27 nota-se que o resultado com o canto vivo ficou próximo ao obtido por Salinas-Casanova (2001), com uma pequena diferença de 6,15% na região do patamar de pressão. É importante observar também que os três resultados experimentais aqui apresentados apresentam uma boa concordância entre si, mesmo com pequenas variações do número de Reynolds e do afastamento adimensional devido às dificuldades de repetibilidade destes parâmetros.

No trabalho de Salinas-Casanova (2001) também foram gerados resultados para afastamentos adimensionais iguais a 0,05 e 0,07, para o mesmo valor do número de Reynolds (Re=5000). As Figuras 28 e 29 mostram os resultados obtidos para estas condições de operação.

Figura 29 – Perfil de pressão para Re=5000 e s/d=0,0700 (Comparação com Salinas-Casanova, 2001)

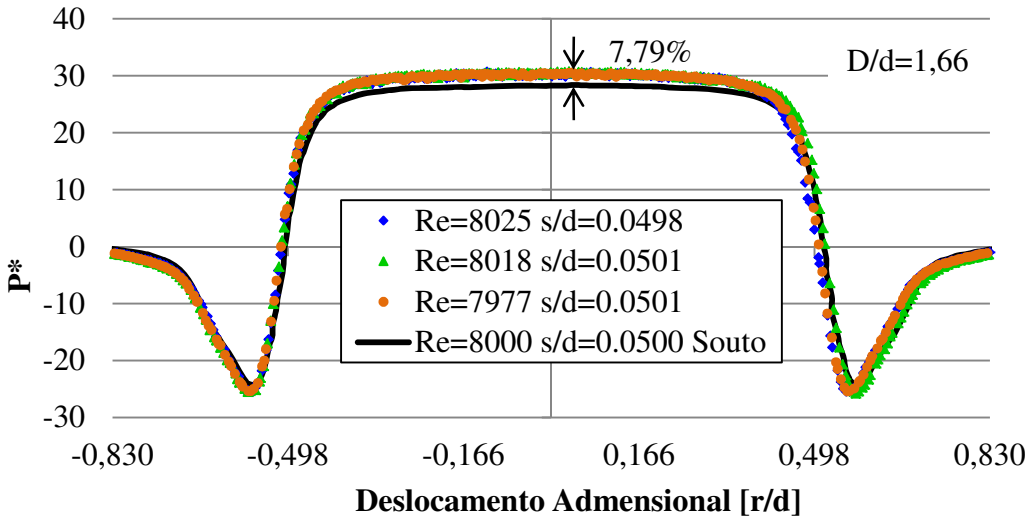



Fonte: Dados do próprio autor

Na Figura 28, elaborada para o caso de número de Reynolds no valor de 5000 e afastamento adimensional de 0,05, nota-se que os resultados também podem ser considerados bons, embora tenha ocorrido um pequeno acréscimo na diferença de pressão na região de estagnação, de 6,15% (para Re=5000 e s/d=0,03) para 11,13%. A Figura 29 apresenta os valores para o teste onde o número de Reynolds foi mantido no valor de 5000 e o afastamento adimensional é igual a 0,07. Neste caso, a diferença de pressão na região de estagnação no valor de 24% é significativa. A explicação para este aumento na discrepância entre os resultados pode estar na adequação da faixa de operação do sensor de pressão em relação ao valor de pressão que está sendo medido. Para estes casos, os valores de pressão se situam muito próximos do início da faixa de operação do sensor, o que aumenta as incertezas dos resultados.

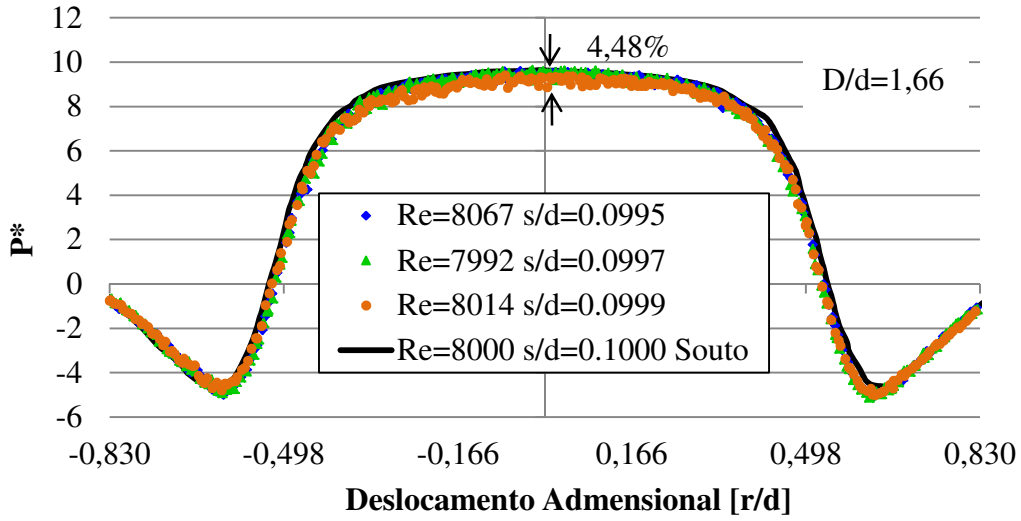
A seguir, as Figuras 30 a 33 mostram os resultados de comparação com os dados obtidos por (SOUTO, 2002).

Figura 30 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,0500 (Comparação com Souto, 2002)



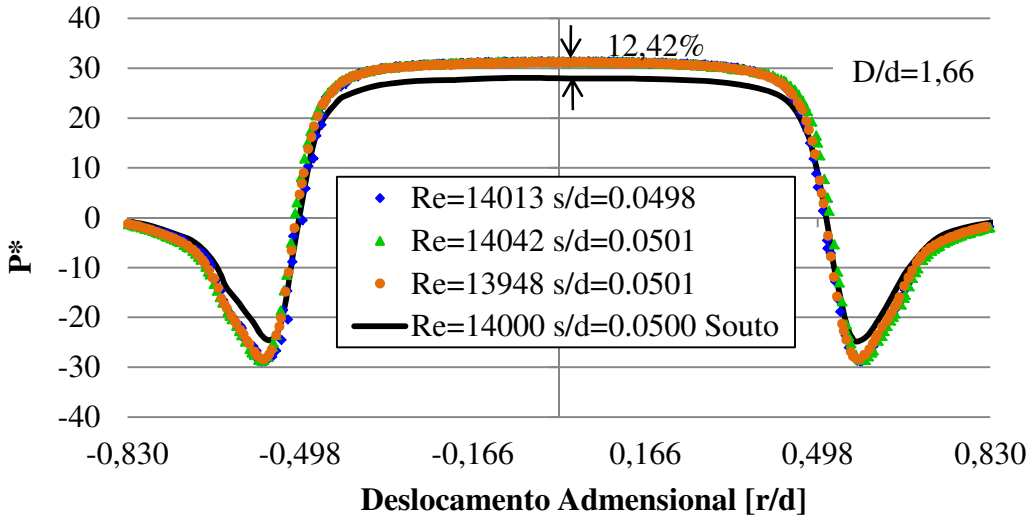

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 31 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,1000 (Comparação com Souto, 2002)



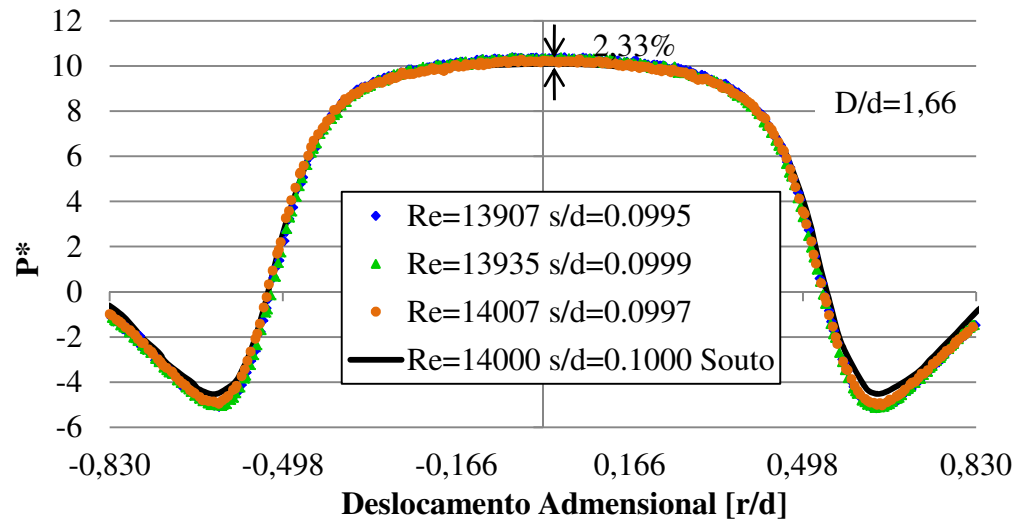

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 32 – Perfil de pressão para Re=14000 e s/d=0,0500 (Comparação com Souto, 2002)




Fonte: Dados do próprio autor

Figura 33 – Perfil de pressão para Re=14000 e s/d=0,1000 (Comparação com Souto, 2002)




Fonte: Dados do próprio autor

Na comparação com os dados de Souto (2002) observa-se uma boa concordância de resultados, sendo que a maior diferença de 12,42% foi encontrada para a configuração de Re=14000 e s/d=0,05 (Figura 32). Em todos os casos, os resultados obtidos reproduziram o comportamento nas diversas regiões do difusor radial. A menor diferença de 2,33% foi encontrada no caso de Re=14000 e s/d=0,10 (Figura 33). Na configuração de Re=8000 e

s/d=0,05, Figura 30, a diferença de pressão na região de estagnação foi de 7,79%, enquanto que para Re=8000 e s/d=0,10, Figura 31, a diferença foi de 4,48%. Novamente nesses casos, pode-se concluir que a bancada experimental consegue reproduzir os dados com boa repetibilidade.

Tendo em vista os bons resultados de comparação com os dados de Salinas-Casanova (2001) e Souto (2002), pode-se usar a bancada experimental com maior confiabilidade para o estudo de outras configurações de difusor radial, o que será apresentado no próximo capítulo.

# CAPÍTULO 5 – ANÁLISE EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO EM UM DIFUSOR RADIAL COM RAZÃO DE DIÂMETRO DE 1,5

Após a verificação do bom funcionamento da bancada experimental por meio da comparação dos resultados com dados existentes na literatura, a bancada pode ser usada para estudar outras geometrias de difusor radial, assim como outros tipos de geometrias, incluindo geometrias semelhantes às válvulas usadas em compressores. Neste capítulo, o escoamento em um difusor radial com razão de diâmetro igual a 1,5 é investigado considerando dois aspectos: a medição da distribuição de pressão sobre o disco frontal e o cálculo das áreas efetivas de força e coeficiente de descarga, que são dois parâmetros muito utilizados na simulação global de compressores de refrigeração. A investigação destes parâmetros é realizada para números de Reynolds entre 3000 e 20000 e afastamentos adimensionais variando de 0,01 a 0,09. A Tabela 2 mostra todas as configurações que foram testadas.

Tabela 2 – Configurações testadas

| s/d→ Re ↓ | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,05 | 0,07 | 0,09 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 3000 | X | X | X | X | X | X | X |
| 4000 | X | X | X | X | X | X | X |
| 6000 | X | X | X | X | X | X | X |
| 8000 | X | X | X | X | X | X | X |
| 10000 | X | X | X | X | X | X | X |
| 12000 | X | X | X | X | X | X | X |
| 14000 | X | X | X | X | X | X | X |
| 16000 | X | X | X | X | X | X | X |
| 18000 | X | X | X | X | X | X | X |
| 20000 | X | X | X | X | X | X | X |

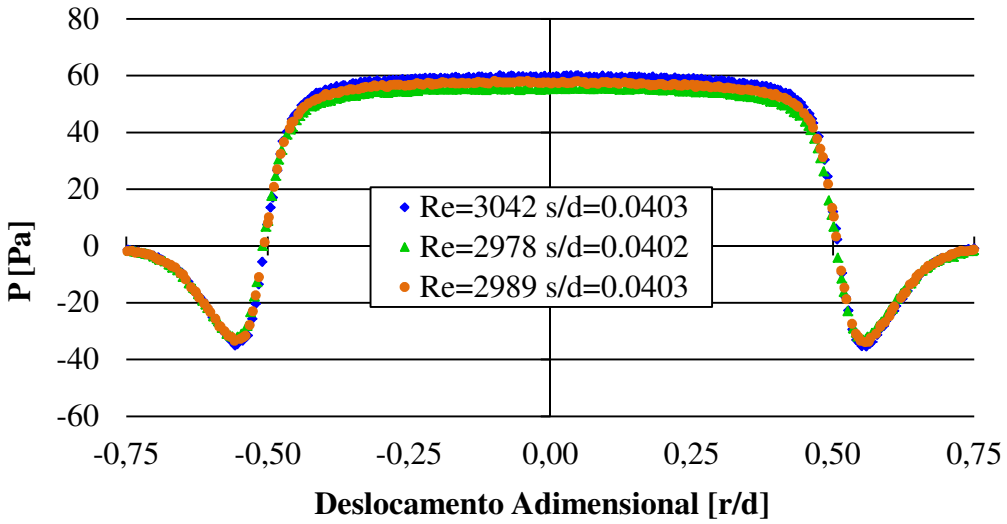
Fonte: Dados do próprio autor

As distribuições de pressão sobre o disco frontal foram obtidas em todos os testes. Entretanto, em virtude da grande semelhança existente entre os resultados, apenas aqueles mais representativos foram escolhidos para serem apresentados. Estas configurações estão destacadas na Tabela 2.

## 5.1. Distribuição de pressão sobre o disco frontal

As Figuras 34 a 43 mostram os resultados da distribuição de pressão para números de Reynolds variando de 3000 a 20000, mas para um afastamento adimensional comum de 0,0400.

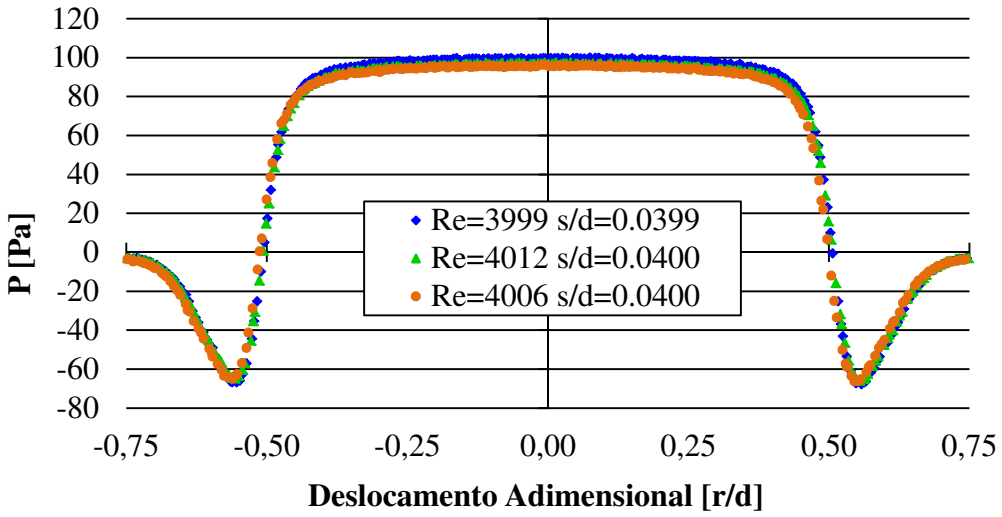
Figura 34 – Perfil de pressão para Re=3000 e s/d=0,0400




Fonte: Dados do próprio autor

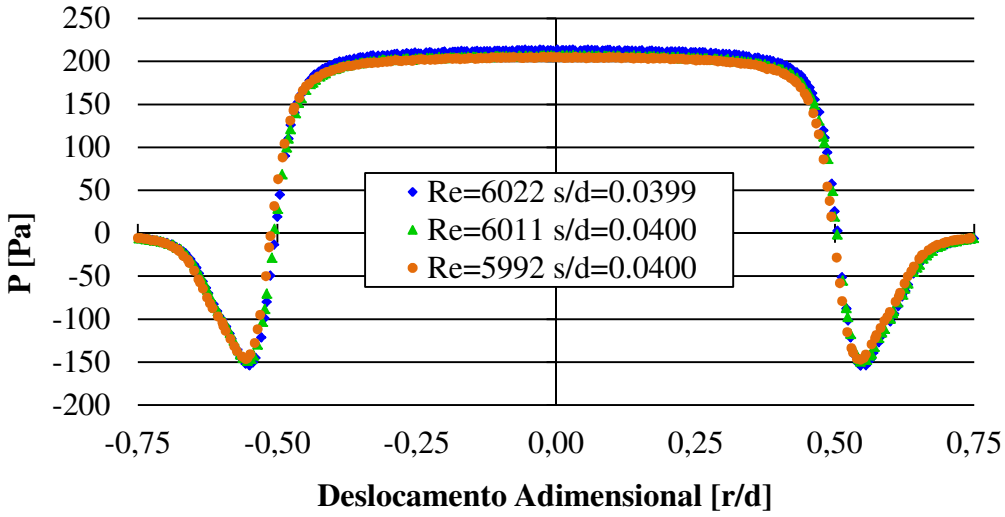
Nota-se na Figura 34, que o perfil de pressão possui uma excelente simetria, resultado que caracteriza a boa qualidade do teste. Neste resultado, observa-se o comportamento clássico para o perfil de pressão em difusores radial. A região correspondente à área de entrada do escoamento (-0,5≤r/d≤+0,5) é caracterizada por uma região de estagnação do fluido, o que resulta em pressões elevadas aproximadamente constantes (patamar de pressão).. Na região de entrada do difusor radial, aproximadamente em r/d=-0,5 ou r/d=+0,5, existe uma queda de pressão acentuada em virtude da aceleração do fluido. Em seguida, a pressão aumenta até a pressão da saída do escoamento em razão da redução da velocidade do fluido na direção radial, causada pelo aumento da área transversal por onde ocorre o escoamento (por isso a denominação de difusor radial). A queda de pressão total do escoamento é dada pela diferença de pressão entre a pressão máxima na região de estagnação e a pressão na saída do difusor radial, que para este caso está em torno de 60 Pa.

Figura 35 – Perfil de pressão para Re=4000 e s/d=0,0400




Fonte: Dados do próprio autor

Figura 36 – Perfil de pressão para Re=6000 e s/d=0,0400

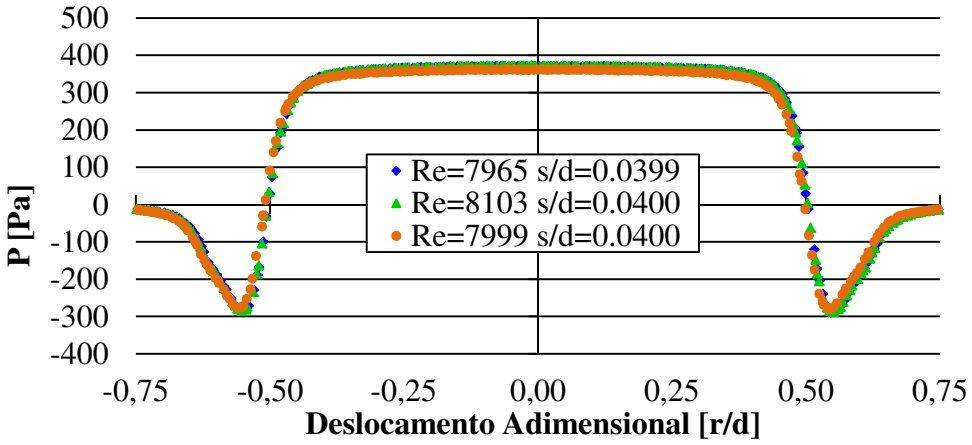



Fonte: Dados do próprio autor

Com o aumento do número de Reynolds (Figuras 35 e 36), nota-se um aumento da pressão de estagnação do fluido (região central do disco), assim como um aumento da queda de pressão na região de entrada do difusor radial. O aumento da pressão na região de estagnação é devido ao aumento das forças viscosas na região do difusor radial, que é provocado pelo aumento da velocidade do escoamento. O aumento da queda de pressão na região de entrada do difusor devido ao aumento do número de Reynolds é explicado pelo aumento da aceleração do fluido. Nas Figuras 37 a 43, observa-se o mesmo comportamento

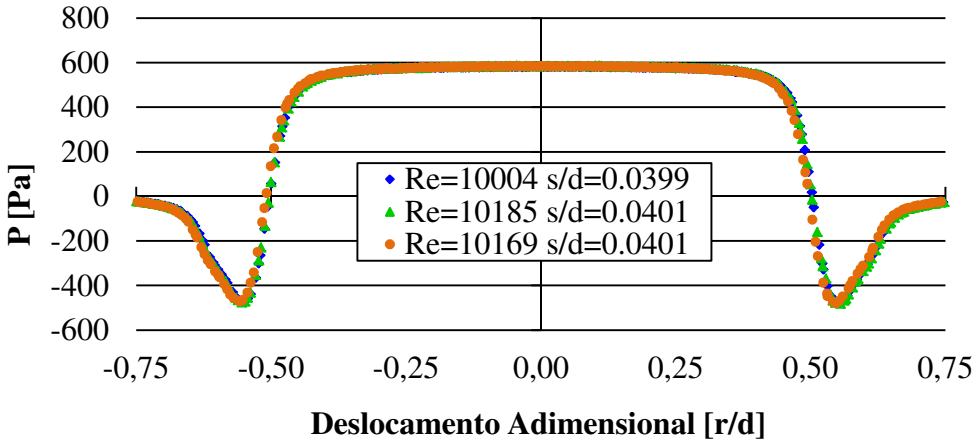
apresentado nas Figuras 35 e 36, ou seja, o aumento da pressão na região de estagnação e da queda de pressão na região de entrada do difusor para números de Reynolds crescentes.

Figura 37 – Perfil de pressão para Re=8000 e s/d=0,0400



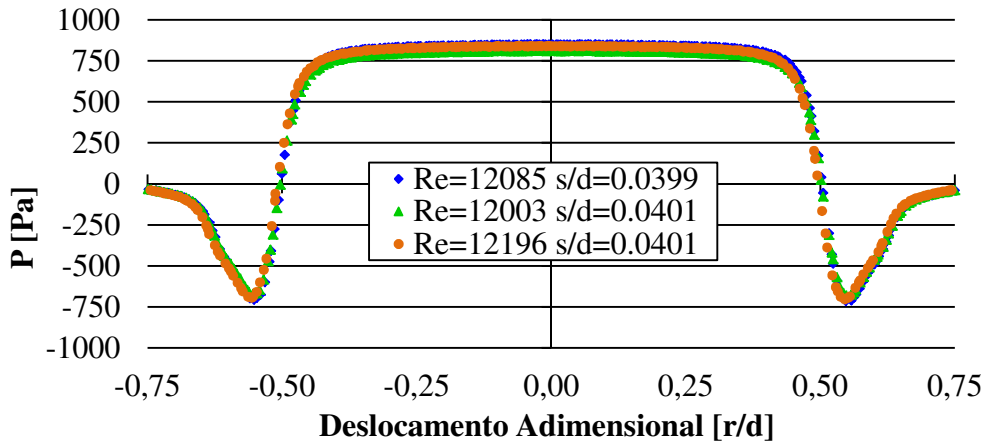

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 38 – Perfil de pressão para Re=10000 e s/d=0,0400



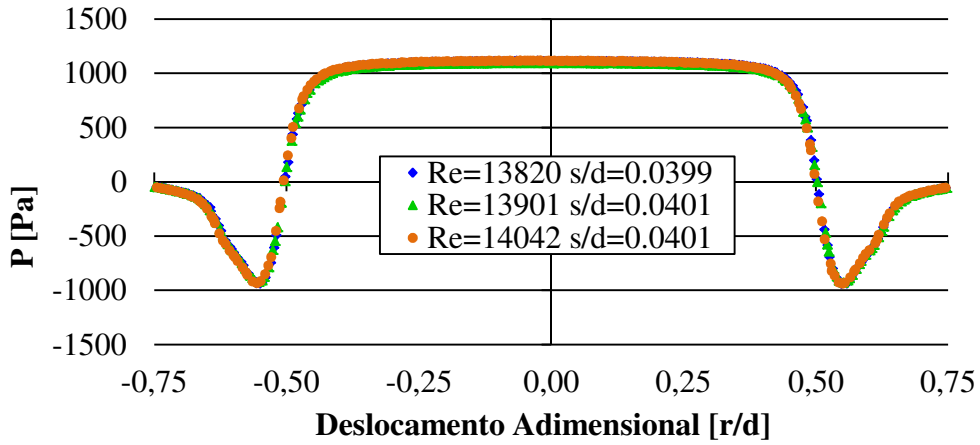

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 39 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0400



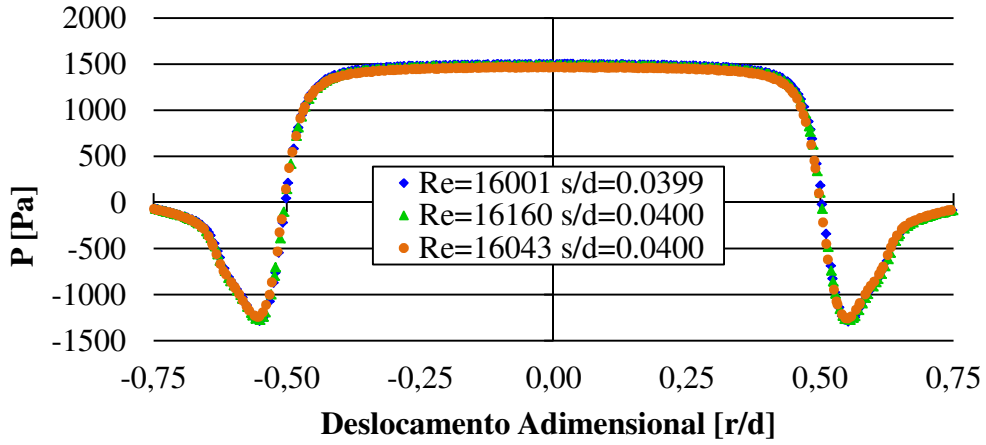

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 40 – Perfil de pressão para Re=14000 e s/d=0,0400



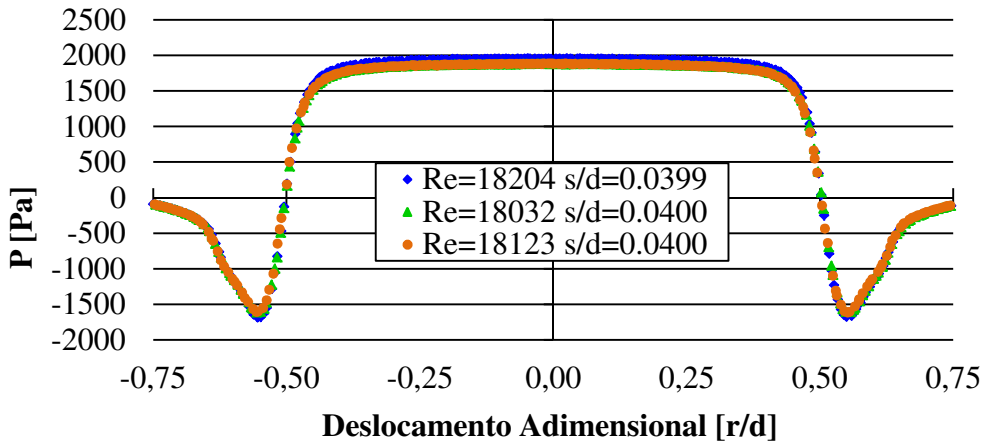

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 41 – Perfil de pressão para Re=16000 e s/d=0,0400



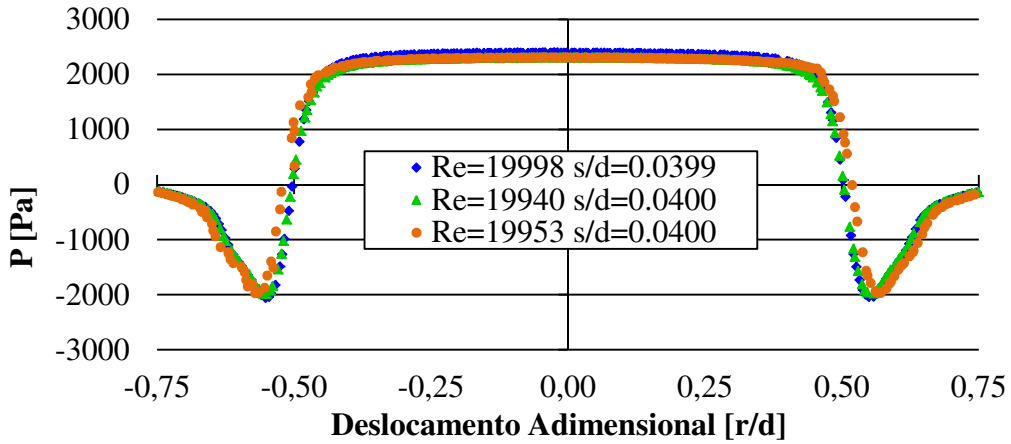

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 42 – Perfil de pressão para Re=18000 e s/d=0,0400




Fonte: Dados do próprio autor

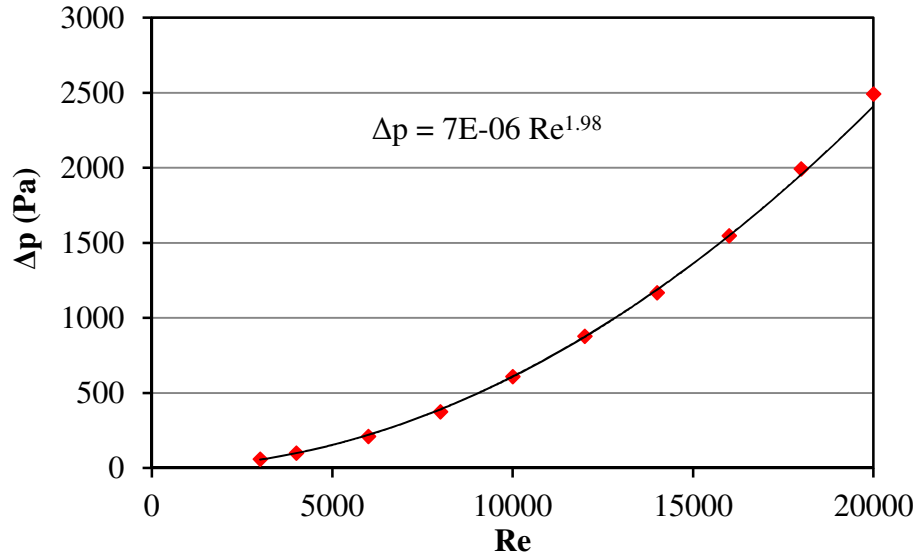
Figura 43 – Perfil de pressão para Re=20000 e s/d=0,0400




Fonte: Dados do próprio autor

A Figura 44 mostra o comportamento da queda de pressão total do escoamento (diferença entre a pressão de estagnação e a pressão na saída do difusor). Nota-se que a queda de pressão no difusor cresce com o número de Reynolds segundo uma lei de potência.

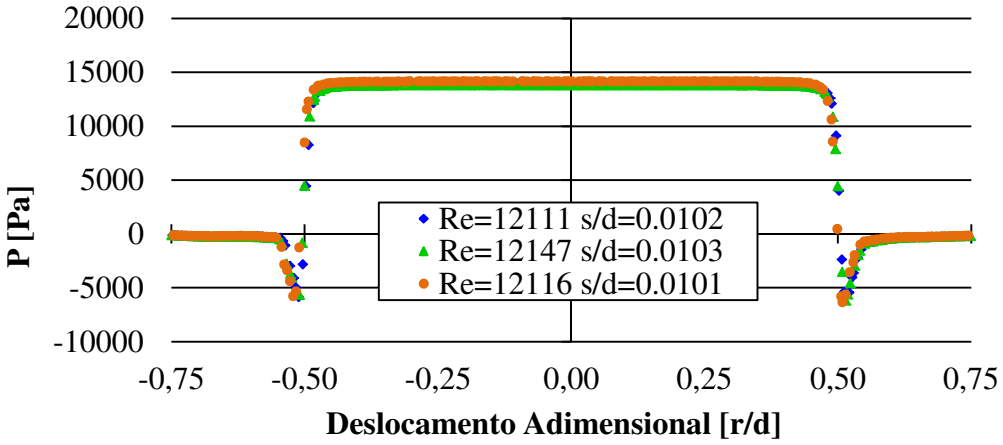
Figura 44 – Queda de pressão em função do número de Reynolds para s/d=0,0400




Fonte: Dados do próprio autor

A fim de mostrar o comportamento dos perfis de pressão em função do afastamento entre discos, para um mesmo número de Reynolds, os testes para Re=12000 foram escolhidos e são apresentados nas Figuras 45 a 51 mostram esses resultados.

Figura 45 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0100

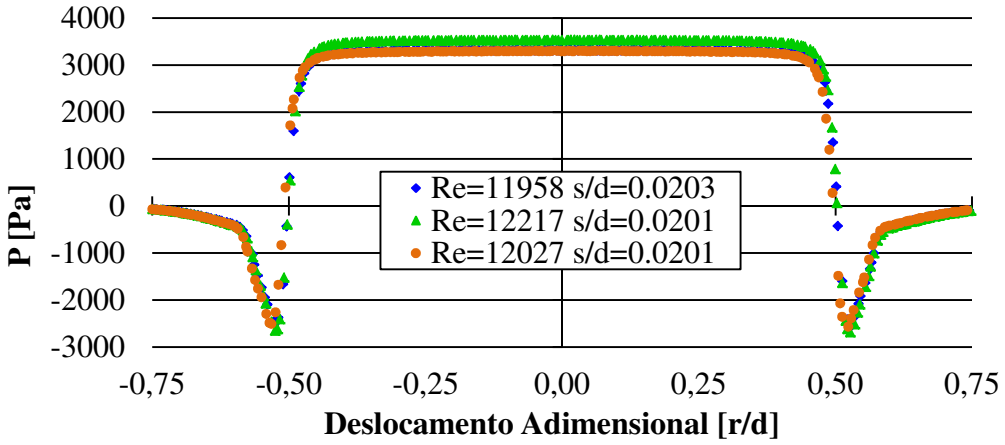



Fonte: Dados do próprio autor

O resultado apresentado na Figura 45 mostra que o comportamento do perfil de pressão se mantém semelhante aos demais perfis até agora apresentados, possuindo uma região central do disco caracterizada por um patamar de pressão, que representa a pressão de estagnação do fluido, e a região de entrada do difusor radial, onde há uma queda abrupta de

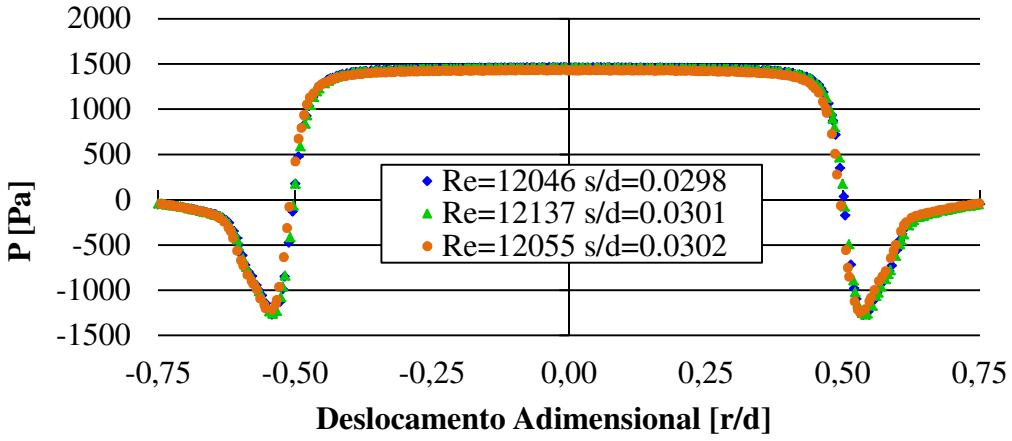
pressão. Os resultados dos demais testes (Figuras 46 a 51) mostram comportamentos semelhantes.

Figura 46 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0200



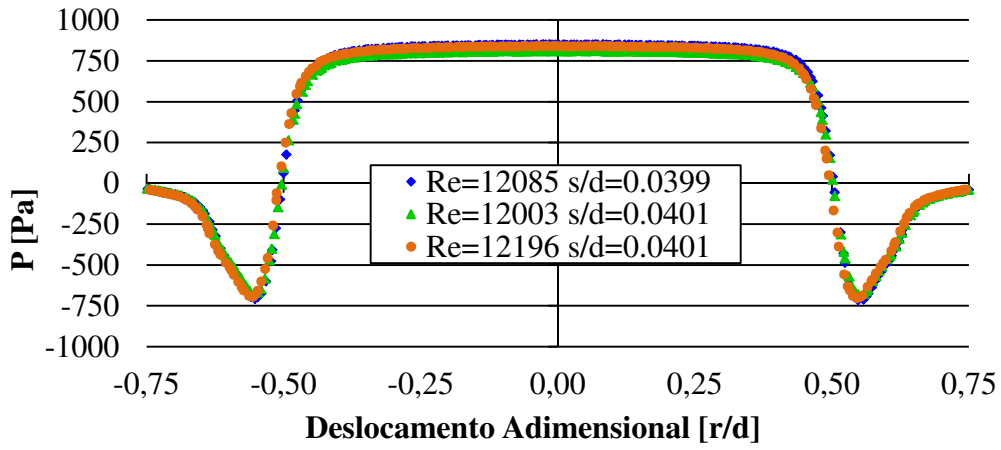

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 47 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0300



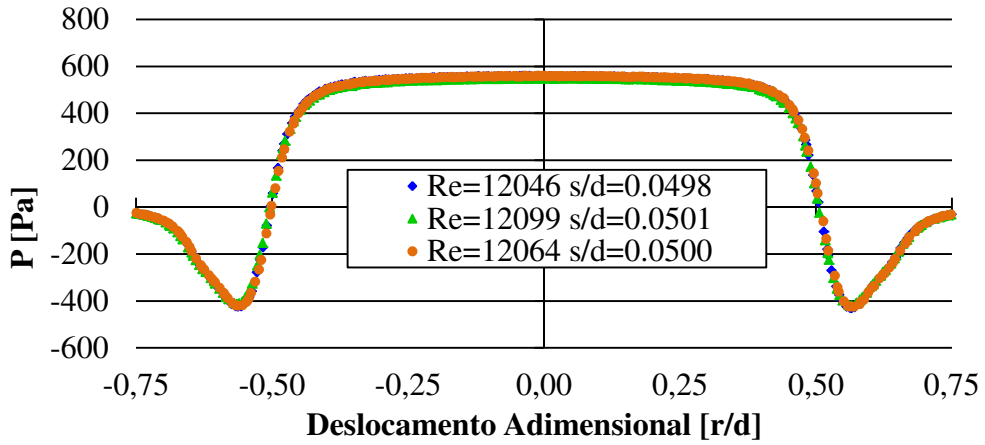

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 48 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0400



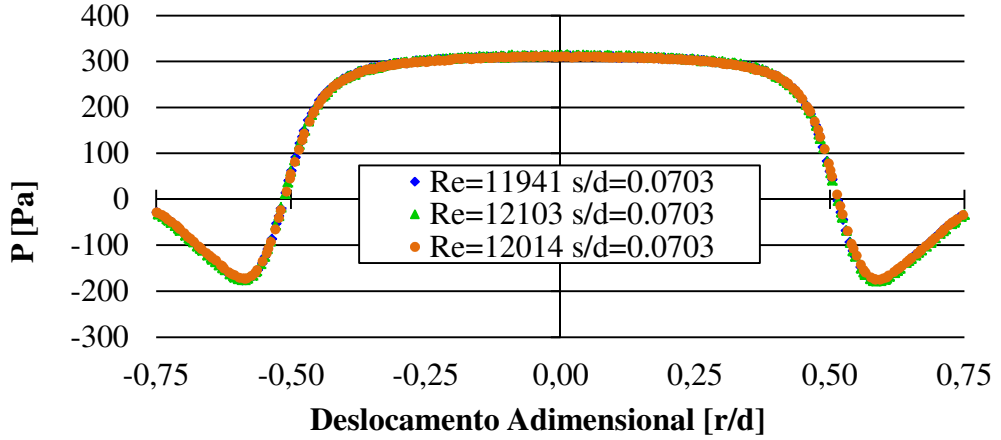

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 49 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0500



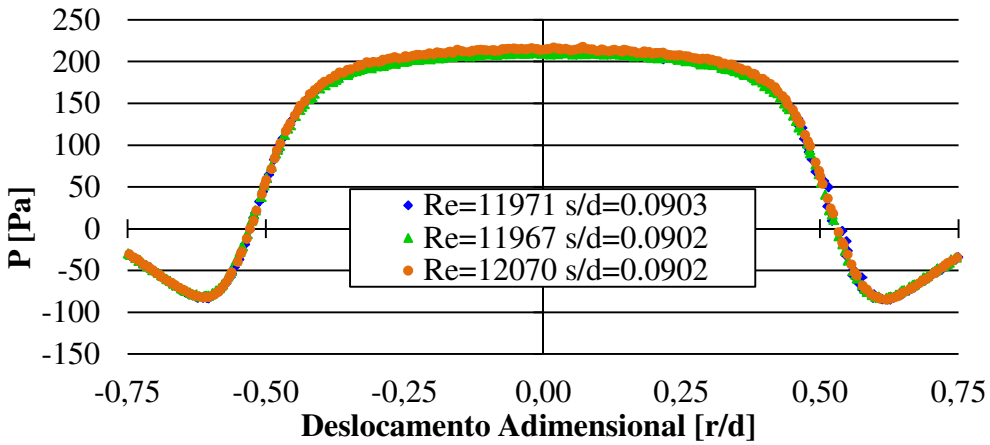

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 50 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0700




Fonte: Dados do próprio autor

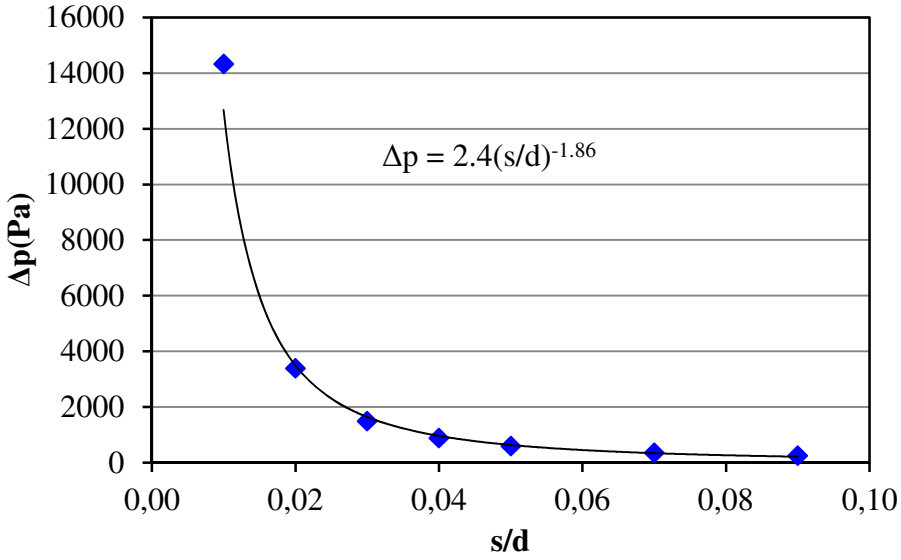
Figura 51 – Perfil de pressão para Re=12000 e s/d=0,0900




Fonte: Dados do próprio autor

A Figura 52 mostra o comportamento da queda de pressão em função do afastamento adimensional para Re=12000. Observa-se que a redução da queda de pressão com o aumento do afastamento também segue a tendência de uma lei de potência. A redução da queda de pressão nos menores valores de afastamento é preponderante.

Figura 52 – Queda de pressão em função do afastamento adimensional para Re=12000




Fonte: Dados do próprio autor

A Tabela 3 mostra as incertezas dos testes de análise experimental presentes neste trabalho. As incertezas do numero de Reynolds, afastamento adimensional e pressão adimensional são calculadas seguindo o mesmo procedimento descrito anteriormente.

Tabela 3 – Incertezas de alguns testes de análise experimental

| | Re | s/d | P [Pa] | | Re | s/d | P [Pa] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Re=3000 s/d=0,0400 | 37 | 0,0006 | 5 | Re=18000 s/d=0,0400 | 106 | 0,0006 | 43 |
| Re=4000 s/d=0,0400 | 11 | 0,0006 | 5 | Re=20000 s/d=0,0400 | 53 | 0,0006 | 54 |
| Re=6000 s/d=0,0400 | 21 | 0,0006 | 6 | Re=12000 s/d=0,0100 | 32 | 0,0002 | 213 |
| Re=8000 s/d=0,0400 | 81 | 0,0006 | 7 | Re=12000 s/d=0,0200 | 152 | 0,0003 | 139 |
| Re=10000 s/d=0,0400 | 107 | 0,0006 | 4 | Re=12000 s/d=0,0300 | 58 | 0,0005 | 19 |
| Re=12000 s/d=0,0400 | 114 | 0,0006 | 22 | Re=12000 s/d=0,0500 | 39 | 0,0007 | 7 |
| Re=14000 s/d=0,0400 | 131 | 0,0006 | 12 | Re=12000 s/d=0,0700 | 97 | 0,0010 | 4 |
| Re=16000 s/d=0,0400 | 97 | 0,0006 | 21 | Re=12000 s/d=0,0900 | 64 | 0,0013 | 4 |

Fonte: Dados do próprio autor

### 5.2. Área efetiva de força e coeficiente de descarga

A área efetiva de força e o coeficiente de descarga são dois parâmetros globais usados no projeto e simulação de compressores de refrigeração. A área efetiva de força, que á a razão entre a força atuando na válvula e a queda de pressão total do escoamento pela válvula, é uma medida da eficiência do escoamento no processo de abertura da válvula. O coeficiente de descarga, por sua vez, é uma medida da perda de energia no escoamento pela válvula, pois é definido pela razão entre a vazão real do escoamento e a vazão de um escoamento isentrópico por um orifício de diâmetro igual ao diâmetro do orifício da placa válvula (porta da válvula).

A metodologia de cálculo destes parâmetros para o difusor radial é descrita no Apêndice D. Utilizando os resultados dos perfis de pressão, é possível calcular os valores do coeficiente de descarga e da área efetiva de força do difusor radial para cada teste. As Tabelas 4 a 10 mostram os resultados destes cálculos para todos os testes realizados. A determinação da incerteza da área efetiva de força e do coeficiente de descarga é realizada considerando que os dados são representados por uma função de distribuição retangular, conforme descrito na Eq. (22) do Apêndice C.

Tabela 4 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0100

| Reynolds | $A_{ef}$ (1) | $A_{ef}$ (2) | $A_{ef}$ (3) | $A_{ef}$ (Média) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Média) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20000 | 0.000803 | 0.000813 | 0.000800 | 0.000805 ± 0.000008 | 0.0494 | 0.0498 | 0.0494 | 0.0495 ± 0.0002 |
| 18000 | 0.000822 | 0.000832 | 0.000820 | 0.000825 ± 0.000007 | 0.0467 | 0.0470 | 0.0464 | 0.0467 ± 0.0003 |
| 16000 | 0.000831 | 0.000848 | 0.000827 | 0.000835 ± 0.000012 | 0.0443 | 0.0448 | 0.0441 | 0.0444 ± 0.0004 |
| 14000 | 0.000842 | 0.000848 | 0.000829 | 0.000840 ± 0.000011 | 0.0423 | 0.0423 | 0.0419 | 0.0422 ± 0.0002 |
| 12000 | 0.000863 | 0.000857 | 0.000840 | 0.000853 ± 0.000013 | 0.0402 | 0.0405 | 0.0399 | 0.0402 ± 0.0003 |
| 10000 | 0.000868 | 0.000862 | 0.000859 | 0.000863 ± 0.000005 | 0.0358 | 0.0362 | 0.0354 | 0.0358 ± 0.0005 |
| 8000 | 0.000888 | 0.000881 | 0.000874 | 0.000881 ± 0.000008 | 0.0337 | 0.0341 | 0.0333 | 0.0337 ± 0.0005 |
| 6000 | 0.000896 | 0.000901 | 0.000893 | 0.000897 ± 0.000005 | 0.0328 | 0.0333 | 0.0325 | 0.0329 ± 0.0005 |
| 4000 | 0.000887 | 0.000875 | 0.000864 | 0.000875 ± 0.000013 | 0.0326 | 0.0328 | 0.0321 | 0.0325 ± 0.0004 |
| 3000 | 0.000873 | 0.000872 | 0.000875 | 0.000873 ± 0.000002 | 0.0327 | 0.0327 | 0.0323 | 0.0326 ± 0.0002 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 5 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0200

| Reynolds | $A_{ef}$ (1) | $A_{ef}$ (2) | $A_{ef}$ (3) | Aef (Média) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Média) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20000 | 0.000623 | 0.000636 | 0.000607 | 0.000622 ± 0.000017 | 0.0727 | 0.0718 | 0.0732 | 0.0726 ± 0.0008 |
| 18000 | 0.000632 | 0.000643 | 0.000612 | 0.000629 ± 0.000018 | 0.0726 | 0.0714 | 0.0731 | 0.0724 ± 0.0010 |
| 16000 | 0.000638 | 0.000649 | 0.000617 | 0.000635 ± 0.000018 | 0.0723 | 0.0713 | 0.0728 | 0.0721 ± 0.0009 |
| 14000 | 0.000650 | 0.000657 | 0.000625 | 0.000644 ± 0.000018 | 0.0717 | 0.0706 | 0.0723 | 0.0716 ± 0.0010 |
| 12000 | 0.000663 | 0.000668 | 0.000634 | 0.000655 ± 0.000020 | 0.0711 | 0.0703 | 0.0719 | 0.0711 ± 0.0009 |
| 10000 | 0.000673 | 0.000675 | 0.000647 | 0.000665 ± 0.000016 | 0.0707 | 0.0700 | 0.0714 | 0.0707 ± 0.0008 |
| 8000 | 0.000681 | 0.000694 | 0.000659 | 0.000678 ± 0.000020 | 0.0698 | 0.0688 | 0.0703 | 0.0696 ± 0.0009 |
| 6000 | 0.000683 | 0.000689 | 0.000656 | 0.000676 ± 0.000019 | 0.0683 | 0.0676 | 0.0690 | 0.0683 ± 0.0008 |
| 4000 | 0.000696 | 0.000712 | 0.000674 | 0.000694 ± 0.000022 | 0.0673 | 0.0663 | 0.0677 | 0.0671 ± 0.0008 |
| 3000 | 0.000679 | 0.000680 | 0.000680 | 0.000680 ± 0.000001 | 0.0674 | 0.0668 | 0.0681 | 0.0674 ± 0.0008 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 6 – Área ffetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0300

| Reynolds | $A_{ef}$ (1) | $A_{ef}$ (2) | $A_{ef}$ (3) | Aef (Média) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Média) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20000 | 0.000479 | 0.000479 | 0.000458 | 0.000472 ± 0.000012 | 0.1083 | 0.1094 | 0.1094 | 0.1090 ± 0.0006 |
| 18000 | 0.000479 | 0.000483 | 0.000466 | 0.000476 ± 0.000010 | 0.1084 | 0.1102 | 0.1098 | 0.1094 ± 0.0010 |
| 16000 | 0.000497 | 0.000496 | 0.000474 | 0.000489 ± 0.000013 | 0.1085 | 0.1097 | 0.1092 | 0.1092 ± 0.0007 |
| 14000 | 0.000507 | 0.000503 | 0.000481 | 0.000497 ± 0.000015 | 0.1082 | 0.1094 | 0.1092 | 0.1089 ± 0.0007 |
| 12000 | 0.000512 | 0.000512 | 0.000488 | 0.000504 ± 0.000014 | 0.1080 | 0.1088 | 0.1091 | 0.1086 ± 0.0006 |
| 10000 | 0.000525 | 0.000524 | 0.000502 | 0.000517 ± 0.000013 | 0.1072 | 0.1086 | 0.1086 | 0.1081 ± 0.0008 |
| 8000 | 0.000543 | 0.000537 | 0.000523 | 0.000534 ± 0.000012 | 0.1066 | 0.1077 | 0.1075 | 0.1072 ± 0.0006 |
| 6000 | 0.000571 | 0.000569 | 0.000557 | 0.000566 ± 0.000008 | 0.1059 | 0.1069 | 0.1072 | 0.1067 ± 0.0008 |
| 4000 | 0.000580 | 0.000589 | 0.000577 | 0.000582 ± 0.000007 | 0.1035 | 0.1050 | 0.1049 | 0.1045 ± 0.0009 |
| 3000 | 0.000581 | 0.000559 | 0.000567 | 0.000569 ± 0.000013 | 0.0998 | 0.1025 | 0.1032 | 0.1018 ± 0.0020 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 7 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0400

| Reynolds | $A_{ef}$ (1) | $A_{ef}$ (2) | $A_{ef}$ (3) | Aef (Média) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Média) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20000 | 0.000391 | 0.000385 | 0.000432 | 0.000403 ± 0.000027 | 0.1406 | 0.1423 | 0.1424 | 0.1418 ± 0.0010 |
| 18000 | 0.000399 | 0.000394 | 0.000388 | 0.000394 ± 0.000006 | 0.1409 | 0.1423 | 0.1429 | 0.1420 ± 0.0012 |
| 16000 | 0.000404 | 0.000398 | 0.000387 | 0.000397 ± 0.000010 | 0.1413 | 0.1432 | 0.1430 | 0.1425 ± 0.0011 |
| 14000 | 0.000414 | 0.000410 | 0.000395 | 0.000407 ± 0.000011 | 0.1418 | 0.1434 | 0.1436 | 0.1429 ± 0.0010 |
| 12000 | 0.000427 | 0.000421 | 0.000397 | 0.000415 ± 0.000017 | 0.1418 | 0.1439 | 0.1437 | 0.1431 ± 0.0012 |
| 10000 | 0.000442 | 0.000439 | 0.000420 | 0.000434 ± 0.000013 | 0.1420 | 0.1438 | 0.1438 | 0.1432 ± 0.0010 |
| 8000 | 0.000468 | 0.000469 | 0.000445 | 0.000461 ± 0.000014 | 0.1419 | 0.1441 | 0.1442 | 0.1434 ± 0.0013 |
| 6000 | 0.000491 | 0.000494 | 0.000469 | 0.000485 ± 0.000014 | 0.1419 | 0.1439 | 0.1438 | 0.1432 ± 0.0012 |
| 4000 | 0.000495 | 0.000498 | 0.000454 | 0.000483 ± 0.000025 | 0.1381 | 0.1404 | 0.1411 | 0.1398 ± 0.0017 |
| 3000 | 0.000547 | 0.000522 | 0.000539 | 0.000536 ± 0.000014 | 0.1360 | 0.1380 | 0.1365 | 0.1368 ± 0.0012 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 8 – Área ffetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0500

| Reynolds | $A_{ef}$ (1) | $A_{ef}$ (2) | $A_{ef}$ (3) | Aef (Média) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Média) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20000 | 0.000351 | 0.000350 | 0.000348 | 0.000350 ± 0.000002 | 0.1700 | 0.1719 | 0.1717 | 0.1712 ± 0.0011 |
| 18000 | 0.000356 | 0.000353 | 0.000358 | 0.000356 ± 0.000003 | 0.1706 | 0.1730 | 0.1712 | 0.1716 ± 0.0014 |
| 16000 | 0.000365 | 0.000361 | 0.000363 | 0.000363 ± 0.000002 | 0.1720 | 0.1738 | 0.1724 | 0.1728 ± 0.0010 |
| 14000 | 0.000372 | 0.000366 | 0.000372 | 0.000370 ± 0.000003 | 0.1723 | 0.1749 | 0.1737 | 0.1736 ± 0.0015 |
| 12000 | 0.000381 | 0.000378 | 0.000388 | 0.000382 ± 0.000006 | 0.1744 | 0.1761 | 0.1747 | 0.1751 ± 0.0010 |
| 10000 | 0.000400 | 0.000396 | 0.000406 | 0.000401 ± 0.000006 | 0.1745 | 0.1773 | 0.1763 | 0.1761 ± 0.0016 |
| 8000 | 0.000420 | 0.000412 | 0.000424 | 0.000419 ± 0.000007 | 0.1756 | 0.1779 | 0.1769 | 0.1768 ± 0.0013 |
| 6000 | 0.000428 | 0.000419 | 0.000425 | 0.000424 ± 0.000005 | 0.1751 | 0.1776 | 0.1764 | 0.1763 ± 0.0014 |
| 4000 | 0.000503 | 0.000475 | 0.000475 | 0.000484 ± 0.000016 | 0.1712 | 0.1752 | 0.1744 | 0.1736 ± 0.0023 |
| 3000 | 0.000482 | 0.000497 | 0.000470 | 0.000483 ± 0.000016 | 0.1706 | 0.1710 | 0.1727 | 0.1714 ± 0.0012 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 9 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0700

| Reynolds | $A_{ef}$ (1) | $A_{ef}$ (2) | $A_{ef}$ (3) | Aef (Média) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Média) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20000 | 0.000370 | 0.000382 | 0.000380 | 0.000377 ± 0.000007 | 0.2235 | 0.2248 | 0.2258 | 0.2247 ± 0.0013 |
| 18000 | 0.000368 | 0.000375 | 0.000374 | 0.000372 ± 0.000004 | 0.2254 | 0.2264 | 0.2274 | 0.2264 ± 0.0012 |
| 16000 | 0.000367 | 0.000369 | 0.000373 | 0.000370 ± 0.000003 | 0.2279 | 0.2292 | 0.2296 | 0.2289 ± 0.0010 |
| 14000 | 0.000361 | 0.000368 | 0.000369 | 0.000366 ± 0.000005 | 0.2298 | 0.2314 | 0.2316 | 0.2309 ± 0.0010 |
| 12000 | 0.000371 | 0.000363 | 0.000375 | 0.000370 ± 0.000007 | 0.2316 | 0.2332 | 0.2330 | 0.2326 ± 0.0009 |
| 10000 | 0.000378 | 0.000366 | 0.000364 | 0.000369 ± 0.000008 | 0.2339 | 0.2355 | 0.2361 | 0.2352 ± 0.0013 |
| 8000 | 0.000369 | 0.000375 | 0.000370 | 0.000371 ± 0.000003 | 0.2361 | 0.2387 | 0.2382 | 0.2377 ± 0.0015 |
| 6000 | 0.000382 | 0.000386 | 0.000358 | 0.000376 ± 0.000016 | 0.2401 | 0.2419 | 0.2438 | 0.2419 ± 0.0021 |
| 4000 | 0.000398 | 0.000475 | 0.000455 | 0.000443 ± 0.000044 | 0.2448 | 0.2433 | 0.2442 | 0.2441 ± 0.0009 |
| 3000 | 0.000419 | 0.000445 | 0.000440 | 0.000435 ± 0.000015 | 0.2407 | 0.2409 | 0.2397 | 0.2405 ± 0.0007 |

Fonte: Dados do próprio autor

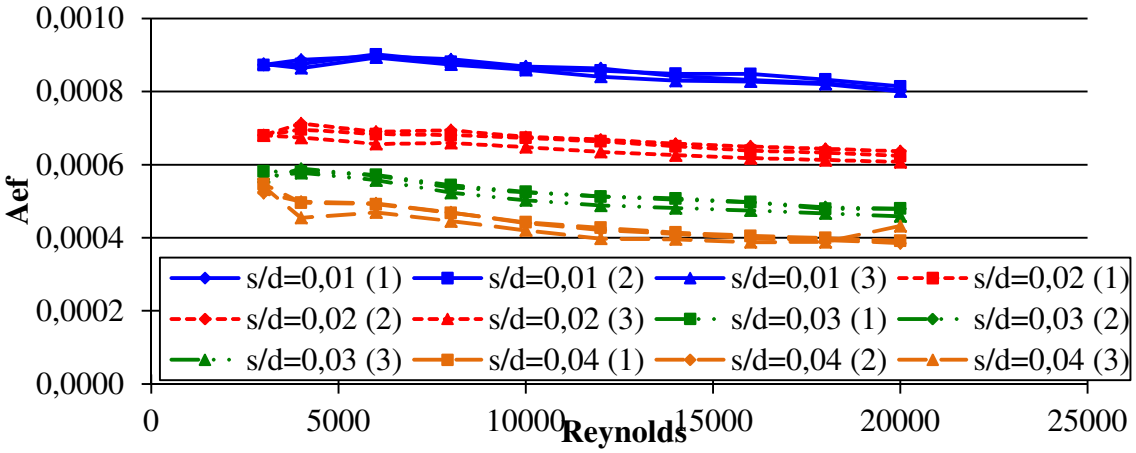
Tabela 10 – Área efetiva de força e coeficiente de descarga para s/d=0,0900

| Reynolds | $A_{ef}$ (1) | $A_{ef}$ (2) | $A_{ef}$ (3) | Aef (Média) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Média) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20000 | 0.000440 | 0.000449 | 0.000452 | 0.000447 ± 0.000007 | 0.2714 | 0.2735 | 0.2734 | 0.2728 ± 0.0012 |
| 18000 | 0.000436 | 0.000439 | 0.000449 | 0.000441 ± 0.000008 | 0.2740 | 0.2755 | 0.2762 | 0.2752 ± 0.0013 |
| 16000 | 0.000447 | 0.000438 | 0.000455 | 0.000447 ± 0.000010 | 0.2765 | 0.2767 | 0.2765 | 0.2766 ± 0.0001 |
| 14000 | 0.000435 | 0.000440 | 0.000450 | 0.000442 ± 0.000009 | 0.2777 | 0.2792 | 0.2775 | 0.2781 ± 0.0010 |
| 12000 | 0.000432 | 0.000441 | 0.000442 | 0.000438 ± 0.000006 | 0.2806 | 0.2814 | 0.2808 | 0.2809 ± 0.0005 |
| 10000 | 0.000433 | 0.000430 | 0.000444 | 0.000436 ± 0.000008 | 0.2830 | 0.2856 | 0.2842 | 0.2843 ± 0.0015 |
| 8000 | 0.000431 | 0.000415 | 0.000410 | 0.000419 ± 0.000012 | 0.2895 | 0.2922 | 0.2914 | 0.2910 ± 0.0016 |
| 6000 | 0.000427 | 0.000408 | 0.000405 | 0.000413 ± 0.000013 | 0.2963 | 0.3006 | 0.2983 | 0.2984 ± 0.0025 |
| 4000 | 0.000515 | 0.000461 | 0.000425 | 0.000467 ± 0.000052 | 0.2964 | 0.2993 | 0.3010 | 0.2989 ± 0.0027 |
| 3000 | 0.000405 | 0.000467 | 0.000450 | 0.000441 ± 0.000036 | 0.2984 | 0.2919 | 0.2925 | 0.2943 ± 0.0038 |

Fonte: Dados do próprio autor

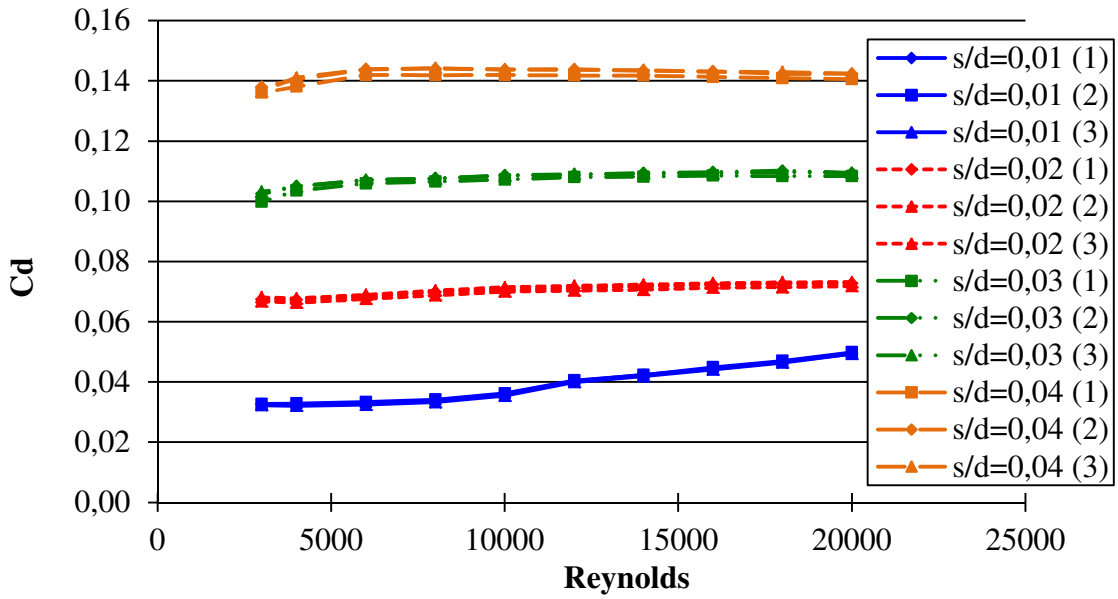
Os dados apresentados nas Tabelas 4 a 10 podem ser melhor analisados nas Figuras 53 a 56, que mostram o comportamento das áreas efetivas de força e coeficiente de descarga em função do número de Reynolds para todos os afastamentos testados. Para melhor visualização, os dados foram divididos em duas figuras, dependendo da faixa de afastamento. As Figuras 53 e 55 apresentam os resultados da área efetiva de força para s/d para a faixa 0,01-0,04 e 0,05-0,09, respectivamente. As Figuras 54 e 56 apresentam os resultados do coeficiente de descarga nas mesmas faixas de afastamento adimensional, 0,01-0,04 e 0,05-0,09, respectivamente. Analisando estas figuras, observa-se inicialmente que a área efetiva de força e o coeficiente de descarga são mais dependentes do afastamento adimensional do que número de Reynolds. Além disso, as variações destes parâmetros são mais pronunciadas para os menores valores de afastamentos, ou seja, na faixa de 0,01 a 0,04.

Figura 53 – Área efetiva de força em função do número de Reynolds para s/d=0,0100 a s/d=0,0400



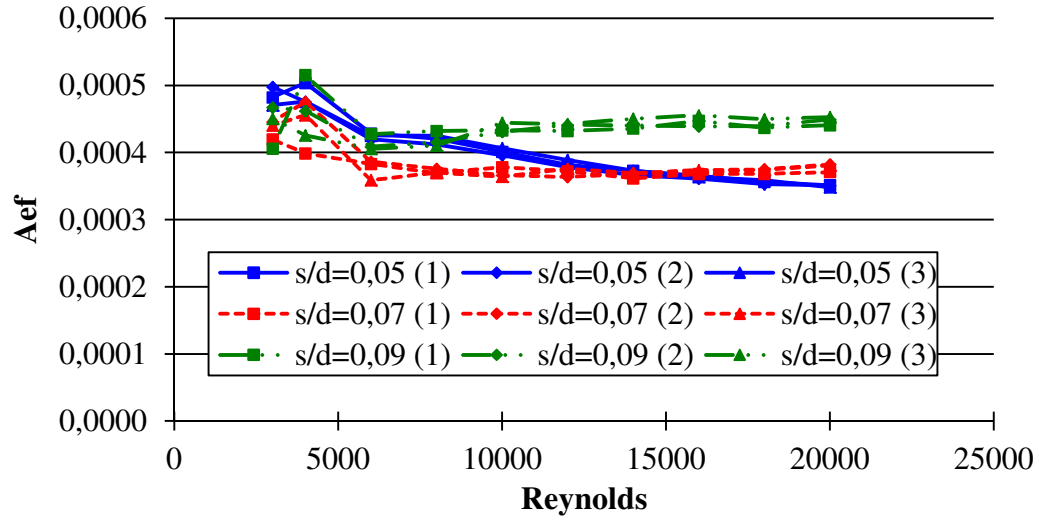

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 54 – Coeficiente de descarga em função do número de Reynolds para s/d=0,0100 a s/d=0,0400



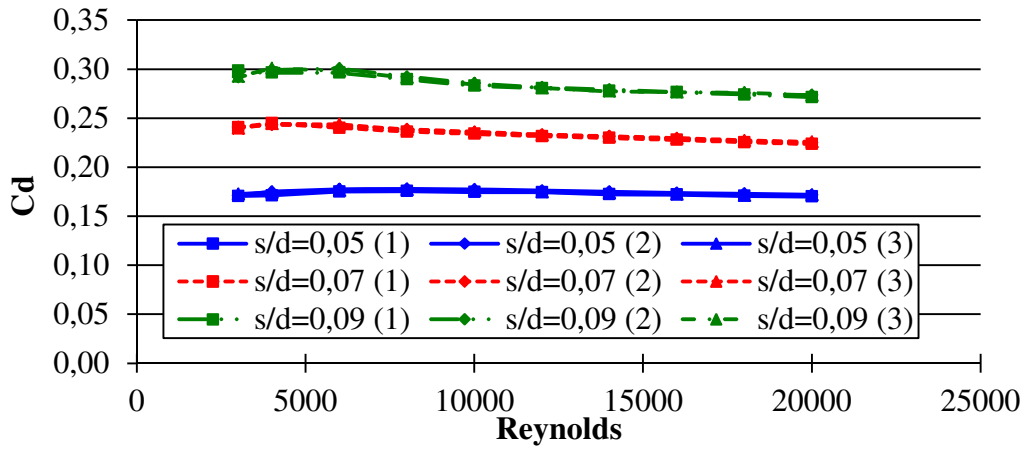

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 55 – Área efetiva de força em função do número de Reynolds para s/d=0,0500 a s/d=0,0900




Fonte: Dados do próprio autor

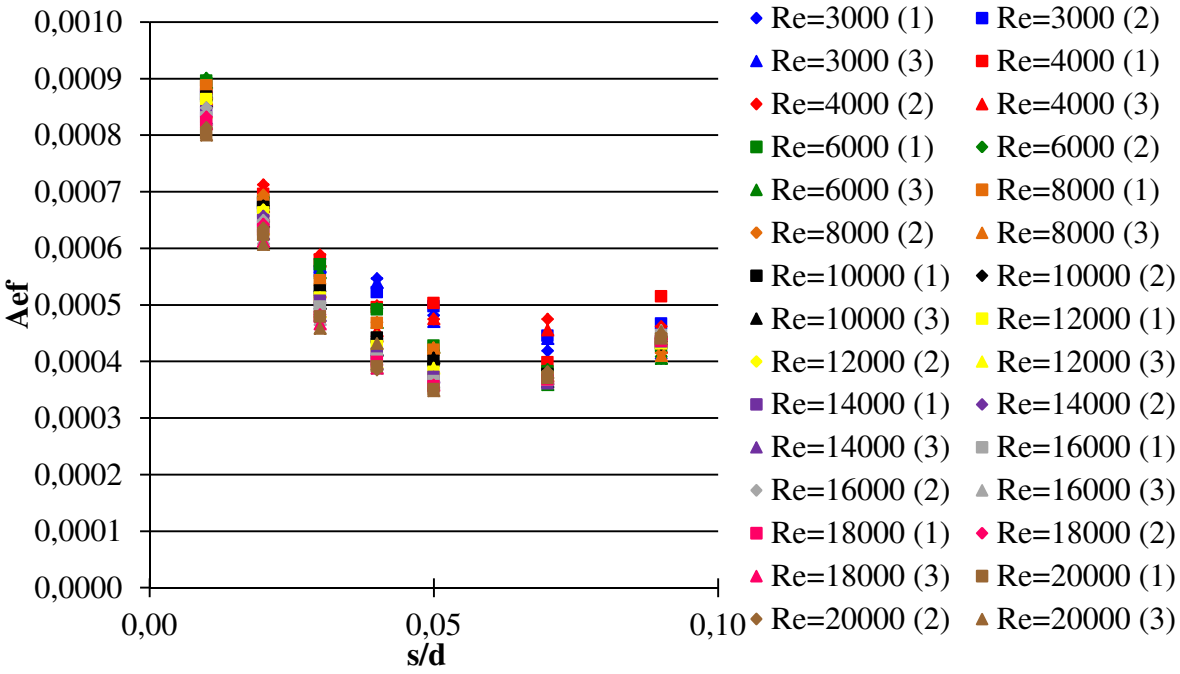
Figura 56 – Coeficiente de descarga em função do número de Reynolds para s/d=0,0500 a s/d=0,0900




Fonte: Dados do próprio autor

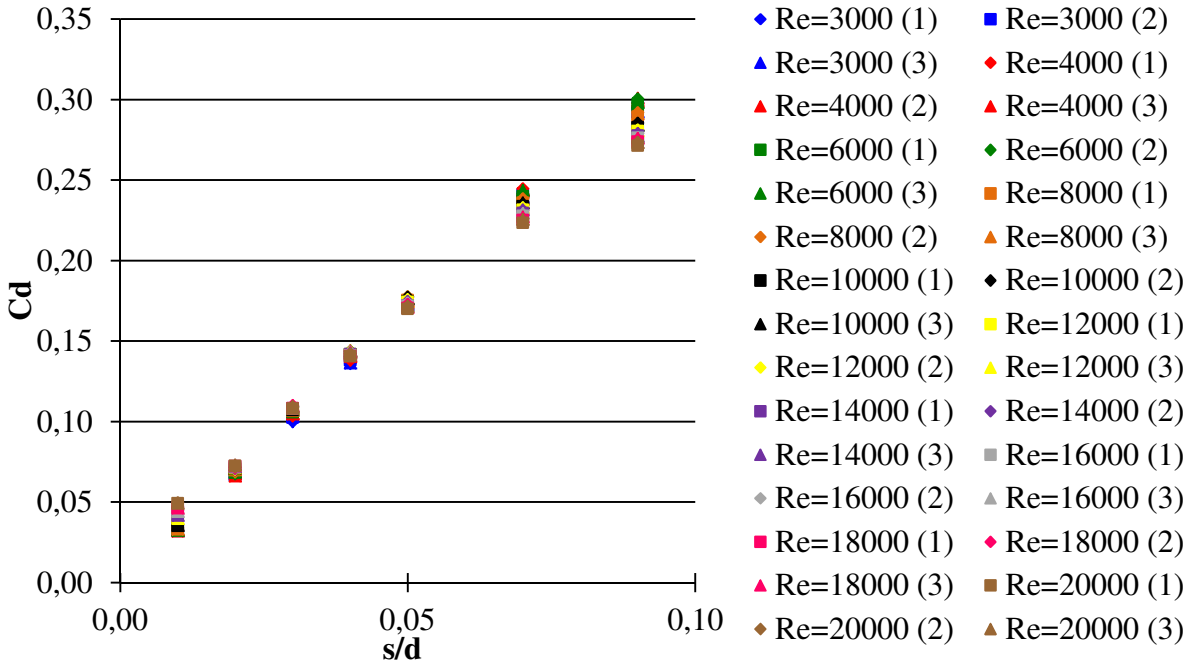
A representação destes mesmos dados tendo como variável dependente o afastamento adimensional mostra com mais clareza as observações apontadas anteriormente. Nota-se na Figura 57 que a variação da área efetiva de força é do tipo polinomial com o número de Reynolds, enquanto que a variação do coeficiente de descarga com o afastamento é do tipo linear na Figura 58. Nestas figuras, é visível que a influência do número de Reynolds é bem menor do que a influência do afastamento, principalmente no caso do coeficiente de descarga.

Figura 57 – Área efetiva de força em função do afastamento adimensional




Fonte: Dados do próprio autor

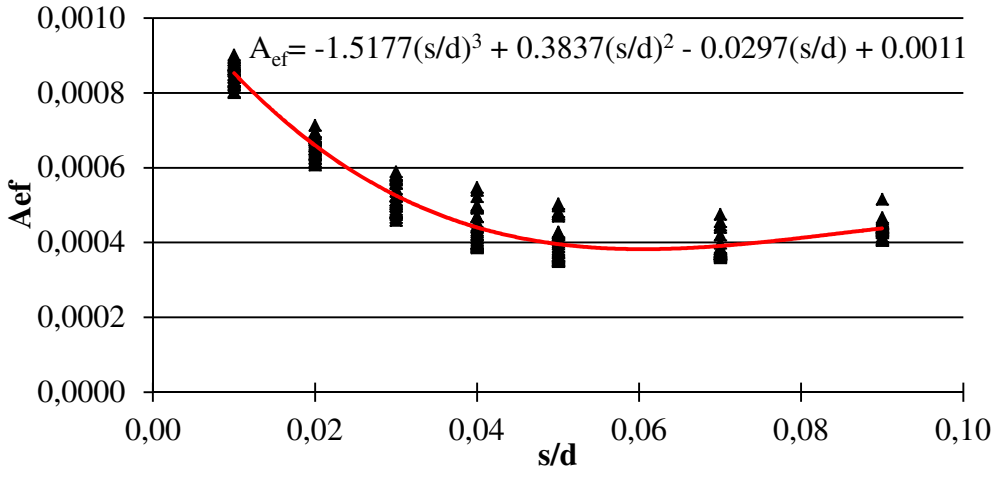
Figura 58 – Coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional




Fonte: Dados do próprio autor

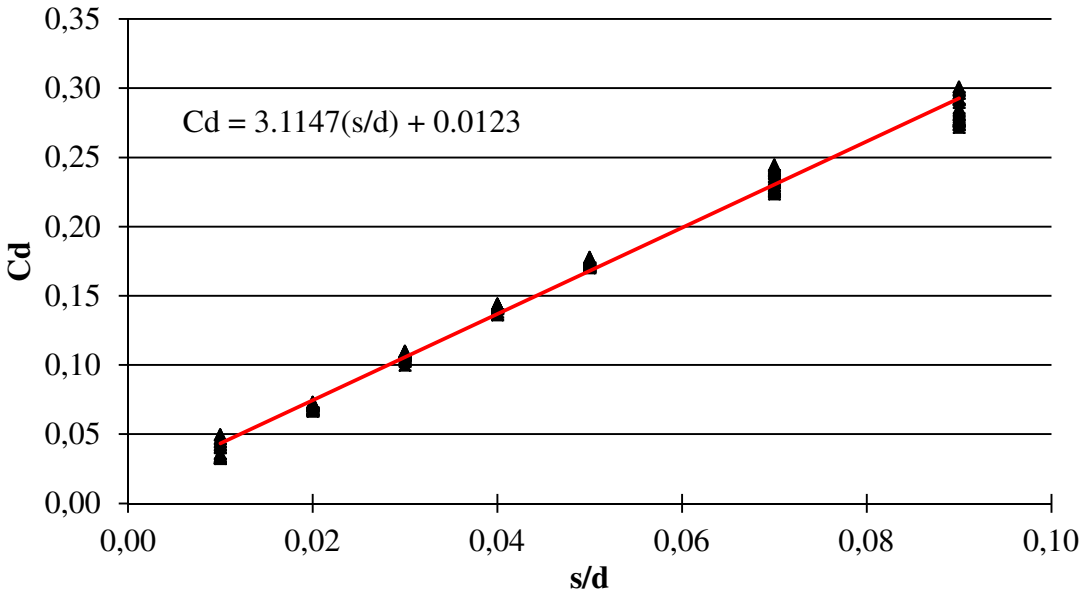
Do ponto de vista da simulação computacional do compressor, seria importante se os dados pudessem ser ajustados por meio de uma única curva de tendência. As Figuras 59 e 60 mostram os resultados deste tipo de ajusta para a área efetiva de força e coeficiente de descarga, respectivamente. O desvio médio quadrático médio (RMS) dos dados experimentais em relação às curvas ajustadas para a área efetiva de força e o coeficiente de descarga são, respectivamente, 1,25% e 0,30%.

Figura 59 – Ajuste de curva para a área efetiva de força em função do afastamento adimensional




Fonte: Dados do próprio autor

Figura 60 – Ajuste de curva para o coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional




Fonte: Dados do próprio autor

Os dados apresentados neste capítulo são importantes para o projetista de válvulas de compressores de refrigeração, uma vez que as equações ajustadas para a área efetiva de força e coeficiente de descarga são usadas para determinar a vazão de refrigerante pela válvula e a força atuando na válvula, dois parâmetros essenciais para determinar a dinâmica do movimento da válvula. Entretanto, embora este procedimento seja frequentemente realizado considerando o difusor radial como geometria para modelar a válvula, o movimento real de uma válvula não ocorre paralelamente ao assento durante o seu funcionamento. Na realidade, o movimento da válvula é oblíquo em relação ao assento. Portanto, uma maneira de melhorar o modelo de cálculo destes parâmetros seria considerar uma lâmina (palheta) de formato real e oblíqua em relação ao assento. Este é o problema que será abordado no próximo capítulo.

# CAPÍTULO 6 – ANÁLISE EXPERIMENTAL DA VÁLVULA TIPO PALHETA INCLINADA EM RELAÇÃO AO ASSENTO

No capítulo anterior foram apresentados resultados para a distribuição de pressão atuando sobre o disco frontal de um difusor radial, por meio do qual foi possível calcular a área efetiva de força e o coeficiente de descarga, que são dois parâmetros fundamentais para o projeto e simulação de compressores de refrigeração. No difusor radial, o disco frontal é fixo e posicionado paralelamente ao disco anterior, também denominado de assento, em alusão à sua função no sistema de válvulas de compressores. Esta configuração, embora seja um modelo simplificado, é muito utilizada para estudar o escoamento em válvulas, assim como para produzir dados para a área efetiva de força e coeficiente de descarga. Com a área efetiva de força, o projetista/analista de válvula pode determinar a força atuando na válvula e o uso do coeficiente de descarga possibilita o cálculo da vazão real de refrigerante escoando pela válvula. Estas duas variáveis, força e vazão, são usadas para determinar a dinâmica de funcionamento da válvula.

Entretanto, o difusor radial é apenas um modelo para a válvula. Na realidade, o movimento da válvula em um compressor não ocorre paralelamente ao seu assento. As forças que atuam na válvula, que é uma lâmina de pequena espessura, produzem um movimento oblíquo. Portanto, uma maneira de melhorar o modelo de geometria para o cálculo da área efetiva de força e coeficiente de descarga é substituir o disco frontal paralelo por uma lâmina inclinada em relação ao disco anterior. O propósito deste capítulo é apresentar dados experimentais do escoamento nesta geometria que possibilitem o cálculo do coeficiente de descarga apenas, pois não foi possível medir a força exercida pelo escoamento sobre a lâmina.

Inicialmente será apresentado o procedimento experimental utilizado para a obtenção dos parâmetros necessários para a determinação do coeficiente de descarga. Em seguida, o comportamento deste parâmetro será investigado.

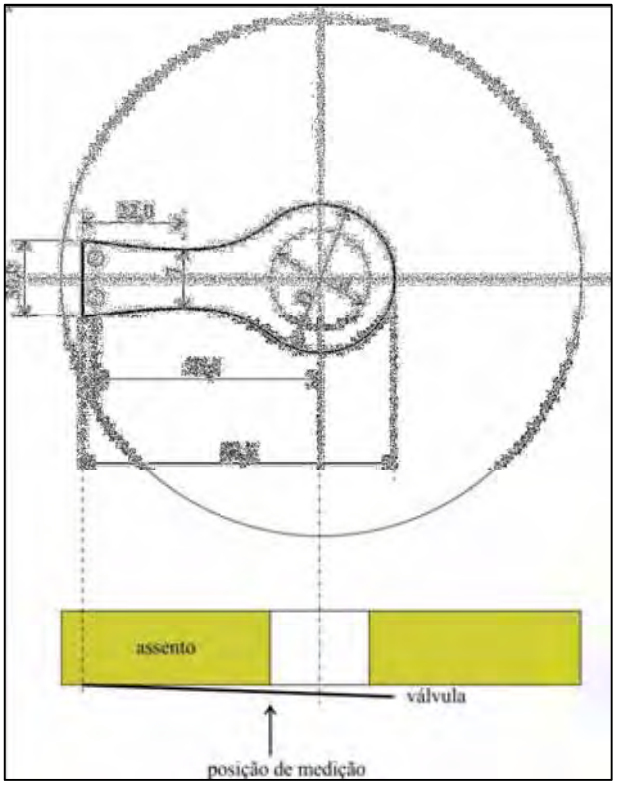
## 6.1 Procedimento Experimental

Inicialmente deve-se ligar o condicionador de ar e todos os equipamentos e aguardar no mínimo 30 minutos para a estabilização das temperaturas dos instrumentos de medição e do ambiente.

Da mesma forma que nos testes com disco frontal fixo, a primeira providência antes da execução dos testes é a verificação do valor da pressão de ar no interior dos reservatórios. Para que se tenha uma vazão constante na seção de testes, é necessário que a pressão nos reservatórios seja maior do que pressão ajustada no filtro regulador de pressão, que é a pressão a jusante do regulador.

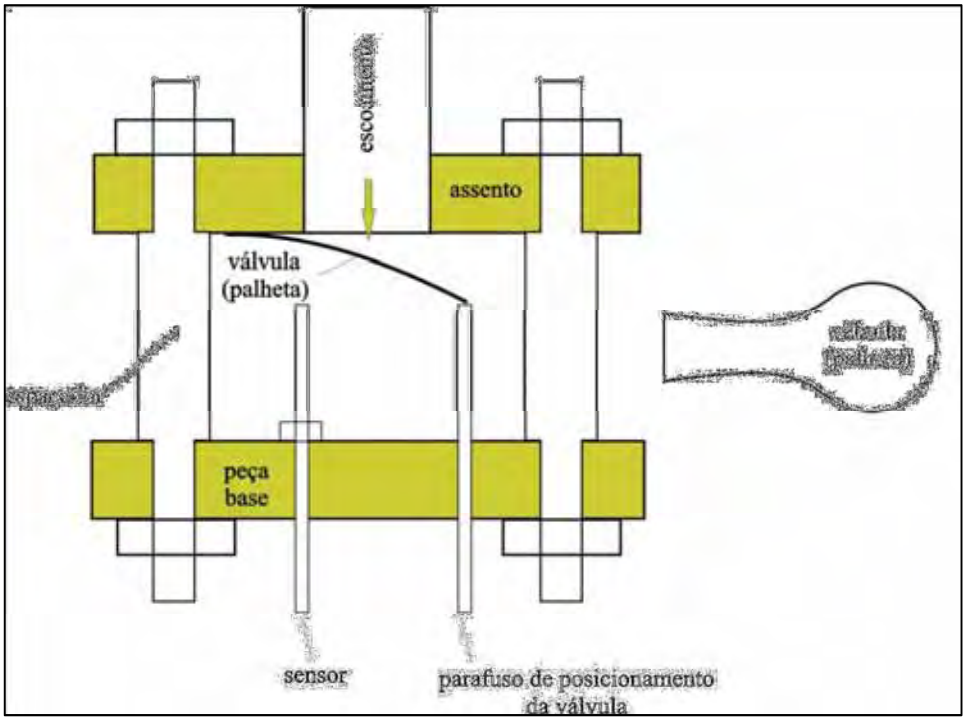
O procedimento de ajuste inicial do sensor óptico (procedimento de zeragem) é realizado da mesma maneira que nos testes com disco frontal fixo. Entretanto, neste caso o sensor está posicionado na direção de uma das bordas do orifício do assento. A Figura 61 mostra a geometria da válvula e a posição de medição da distância entre a válvula e o assento. A válvula, também denominada de palheta (termo usado pela indústria de compressores), é posicionada por intermédio de um parafuso instalado na peça base, cuja extremidade está presa na extremidade da válvula, como representado na Figura 62.

Figura 61 – Dimensões da válvula e posição de instalação do sensor óptico




Fonte: Dados do próprio autor

Figura 62 – Sistema de posicionamento da válvula na distância desejada




Fonte: Dados do próprio autor

Após o posicionamento da válvula na distância desejada, ajusta-se a vazão do escoamento na válvula reguladora de vazão para o valor do número de Reynolds desejado no teste e medem-se os parâmetros de interesse no teste, que são a pressão a montante da válvula, o número de Reynolds do escoamento e os valores indicados pelos dois sensores ópticos de distância. O pós-processamento dos dados consiste em calcular o coeficiente de descarga usando o mesmo procedimento adotado no Capítulo 5.

### 6.2 Resultados experimentais

Os testes foram realizados para números de Reynolds variando de 5000 a 20000 e distância entre válvula e assento, também denominada de s, na faixa de 0,4 a 3,2 mm. Foram realizados 3 testes para cada configuração. Os resultados para a pressão a montante da válvula e coeficiente de descarga são apresentados nas Tabelas 11 a 18. A incerteza da pressão a montante é calculada por meio da combinação da incerteza do transdutor de pressão (Tabela 25) com a incerteza dos dados dos três testes, assumindo uma função de distribuição retangular. A incerteza do coeficiente de descarga é determinada assumindo uma função de distribuição retangular para os dados dos três testes.

Tabela 11 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=0,40mm

| Reynolds | $P_u$ (1) | $P_u$ (2) | $P_u$ (3) | $P_u$ (Médio) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Médio) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5000 | 98498 | 98235 | 98192 | 98308 ± 187 | 0.0573 | 0.0628 | 0.0585 | 0.0596 ± 0.0032 |
| 7000 | 99327 | 98879 | 98951 | 99052 ± 266 | 0.0594 | 0.0641 | 0.0608 | 0.0614 ± 0.0027 |
| 9000 | 100236 | 99773 | 99792 | 99934 ± 274 | 0.0610 | 0.0657 | 0.0623 | 0.0630 ± 0.0027 |
| 11000 | 101506 | 100716 | 100881 | 101034 ± 460 | 0.0625 | 0.0665 | 0.0635 | 0.0642 ± 0.0023 |
| 13000 | 102719 | 101963 | 101976 | 102220 ± 441 | 0.0640 | 0.0693 | 0.0660 | 0.0664 ± 0.0031 |
| 15000 | 104022 | 103168 | 103225 | 103472 ± 497 | 0.0647 | 0.0692 | 0.0679 | 0.0673 ± 0.0026 |
| 17000 | 105708 | 104440 | 104525 | 104891 ± 735 | 0.0661 | 0.0698 | 0.0689 | 0.0683 ± 0.0021 |
| 19000 | 107170 | 106092 | 105945 | 106402 ± 710 | 0.0672 | 0.0712 | 0.0702 | 0.0695 ± 0.0023 |
| 20000 | 108330 | 106909 | 106803 | 107347 ± 884 | 0.0671 | 0.0723 | 0.0709 | 0.0701 ± 0.0030 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 12 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=0,80mm

| Reynolds | $P_u$ (1) | $P_u$ (2) | $P_u$ (3) | $P_u$ (Médio) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Médio) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5000 | 97826 | 97723 | 97499 | 97682 ± 198 | 0.1160 | 0.1193 | 0.1233 | 0.1195 ± 0.0042 |
| 7000 | 98028 | 97924 | 97702 | 97885 ± 198 | 0.1171 | 0.1203 | 0.1215 | 0.1196 ± 0.0025 |
| 9000 | 98328 | 98173 | 97939 | 98147 ± 232 | 0.1159 | 0.1199 | 0.1236 | 0.1198 ± 0.0044 |
| 11000 | 98668 | 98494 | 98240 | 98467 ± 254 | 0.1158 | 0.1203 | 0.1252 | 0.1204 ± 0.0054 |
| 13000 | 99074 | 98908 | 98600 | 98860 ± 280 | 0.1167 | 0.1212 | 0.1254 | 0.1211 ± 0.0050 |
| 15000 | 99545 | 99369 | 99034 | 99316 ± 301 | 0.1179 | 0.1200 | 0.1264 | 0.1214 ± 0.0049 |
| 17000 | 100148 | 99816 | 99462 | 99809 ± 401 | 0.1185 | 0.1218 | 0.1260 | 0.1221 ± 0.0043 |
| 19000 | 100700 | 100390 | 100022 | 100371 ± 396 | 0.1185 | 0.1206 | 0.1251 | 0.1214 ± 0.0038 |
| 20000 | 101086 | 100787 | 100240 | 100704 ± 492 | 0.1183 | 0.1219 | 0.1260 | 0.1221 ± 0.0044 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 13 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=1,20mm

| Reynolds | $P_u$ (1) | $P_u$ (2) | $P_u$ (3) | $P_u$ (Médio) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Médio) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5000 | 97704 | 97583 | 97387 | 97558 ± 193 | 0.1708 | 0.1905 | 0.1835 | 0.1816 ± 0.0114 |
| 7000 | 97807 | 97674 | 97482 | 97654 ± 197 | 0.1675 | 0.1878 | 0.1790 | 0.1781 ± 0.0117 |
| 9000 | 97964 | 97799 | 97623 | 97796 ± 206 | 0.1615 | 0.1796 | 0.1727 | 0.1713 ± 0.0105 |
| 11000 | 98145 | 97958 | 97773 | 97959 ± 223 | 0.1623 | 0.1803 | 0.1744 | 0.1724 ± 0.0104 |
| 13000 | 98382 | 98139 | 97981 | 98167 ± 239 | 0.1610 | 0.1808 | 0.1726 | 0.1715 ± 0.0114 |
| 15000 | 98628 | 98349 | 98204 | 98394 ± 252 | 0.1628 | 0.1778 | 0.1735 | 0.1714 ± 0.0087 |
| 17000 | 98912 | 98592 | 98471 | 98658 ± 262 | 0.1653 | 0.1790 | 0.1730 | 0.1724 ± 0.0079 |
| 19000 | 99260 | 98856 | 98752 | 98956 ± 299 | 0.1639 | 0.1774 | 0.1718 | 0.1710 ± 0.0078 |
| 20000 | 99392 | 99060 | 98927 | 99126 ± 275 | 0.1634 | 0.1767 | 0.1713 | 0.1705 ± 0.0077 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 14 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=1,60mm

| Reynolds | $P_u$ (1) | $P_u$ (2) | $P_u$ (3) | $P_u$ (Médio) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Médio) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5000 | 97650 | 97551 | 97346 | 97516 ± 185 | 0.2479 | 0.2485 | 0.2567 | 0.2510 ± 0.0051 |
| 7000 | 97703 | 97601 | 97392 | 97565 ± 189 | 0.2393 | 0.2439 | 0.2521 | 0.2451 ± 0.0074 |
| 9000 | 97795 | 97684 | 97471 | 97650 ± 196 | 0.2248 | 0.2292 | 0.2384 | 0.2308 ± 0.0079 |
| 11000 | 97898 | 97790 | 97569 | 97752 ± 199 | 0.2233 | 0.2280 | 0.2331 | 0.2282 ± 0.0057 |
| 13000 | 98027 | 97895 | 97676 | 97866 ± 211 | 0.2194 | 0.2267 | 0.2324 | 0.2262 ± 0.0075 |
| 15000 | 98181 | 98041 | 97823 | 98015 ± 215 | 0.2176 | 0.2272 | 0.2308 | 0.2252 ± 0.0076 |
| 17000 | 98337 | 98203 | 97974 | 98171 ± 218 | 0.2189 | 0.2233 | 0.2282 | 0.2235 ± 0.0054 |
| 19000 | 98528 | 98363 | 98126 | 98339 ± 240 | 0.2161 | 0.2204 | 0.2310 | 0.2225 ± 0.0086 |
| 20000 | 98656 | 98465 | 98237 | 98453 ± 249 | 0.2160 | 0.2221 | 0.2279 | 0.2220 ± 0.0069 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 15 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=2,00mm

| Reynolds | $P_u$ (1) | $P_u$ (2) | $P_u$ (3) | $P_u$ (Médio) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Médio) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5000 | 97632 | 97531 | 97332 | 97498 ± 183 | 0.3066 | 0.3156 | 0.3126 | 0.3116 ± 0.0052 |
| 7000 | 97668 | 97563 | 97360 | 97530 ± 188 | 0.2927 | 0.3076 | 0.3149 | 0.3051 ± 0.0128 |
| 9000 | 97733 | 97623 | 97413 | 97590 ± 194 | 0.2716 | 0.2838 | 0.2923 | 0.2825 ± 0.0120 |
| 11000 | 97813 | 97686 | 97471 | 97657 ± 206 | 0.2630 | 0.2793 | 0.2908 | 0.2777 ± 0.0161 |
| 13000 | 97883 | 97767 | 97539 | 97730 ± 207 | 0.2640 | 0.2766 | 0.2941 | 0.2782 ± 0.0174 |
| 15000 | 97988 | 97849 | 97619 | 97818 ± 221 | 0.2626 | 0.2772 | 0.2879 | 0.2759 ± 0.0146 |
| 17000 | 98105 | 97962 | 97715 | 97928 ± 233 | 0.2596 | 0.2735 | 0.2902 | 0.2744 ± 0.0177 |
| 19000 | 98239 | 98074 | 97809 | 98041 ± 255 | 0.2613 | 0.2721 | 0.2880 | 0.2738 ± 0.0154 |
| 20000 | 98319 | 98156 | 97876 | 98117 ± 263 | 0.2567 | 0.2748 | 0.2871 | 0.2729 ± 0.0176 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 16 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=2,40mm

| Reynolds | $P_u$ (1) | $P_u$ (2) | $P_u$ (3) | $P_u$ (Médio) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Médio) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5000 | 97619 | 97522 | 97321 | 97488 ± 182 | 0.3982 | 0.3707 | 0.3799 | 0.3829 ± 0.0159 |
| 7000 | 97641 | 97546 | 97341 | 97509 ± 183 | 0.3771 | 0.3549 | 0.3731 | 0.3684 ± 0.0128 |
| 9000 | 97683 | 97583 | 97375 | 97547 ± 188 | 0.3496 | 0.3360 | 0.3570 | 0.3475 ± 0.0121 |
| 11000 | 97727 | 97633 | 97414 | 97591 ± 190 | 0.3360 | 0.3335 | 0.3555 | 0.3417 ± 0.0127 |
| 13000 | 97781 | 97681 | 97461 | 97641 ± 194 | 0.3333 | 0.3319 | 0.3567 | 0.3406 ± 0.0143 |
| 15000 | 97863 | 97754 | 97516 | 97711 ± 209 | 0.3244 | 0.3287 | 0.3488 | 0.3339 ± 0.0141 |
| 17000 | 97922 | 97829 | 97579 | 97777 ± 207 | 0.3234 | 0.3276 | 0.3503 | 0.3338 ± 0.0155 |
| 19000 | 98012 | 97911 | 97663 | 97862 ± 210 | 0.3219 | 0.3244 | 0.3480 | 0.3314 ± 0.0151 |
| 20000 | 98062 | 97953 | 97700 | 97905 ± 217 | 0.3221 | 0.3286 | 0.3474 | 0.3327 ± 0.0146 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 17 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=2,80mm

| Reynolds | $P_u$ (1) | $P_u$ (2) | $P_u$ (3) | $P_u$ (Médio) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Médio) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5000 | 97520 | 97515 | 97315 | 97450 ± 133 | 0.3926 | 0.4465 | 0.4435 | 0.4276 ± 0.0311 |
| 7000 | 97527 | 97533 | 97328 | 97463 ± 133 | 0.4718 | 0.4210 | 0.4617 | 0.4515 ± 0.0293 |
| 9000 | 97556 | 97562 | 97354 | 97491 ± 134 | 0.4118 | 0.3968 | 0.4188 | 0.4091 ± 0.0127 |
| 11000 | 97592 | 97595 | 97380 | 97522 ± 138 | 0.3964 | 0.3921 | 0.4224 | 0.4037 ± 0.0175 |
| 13000 | 97631 | 97635 | 97412 | 97559 ± 142 | 0.3887 | 0.3895 | 0.4205 | 0.3996 ± 0.0184 |
| 15000 | 97689 | 97684 | 97454 | 97609 ± 148 | 0.3838 | 0.3852 | 0.4134 | 0.3941 ± 0.0171 |
| 17000 | 97739 | 97732 | 97497 | 97656 ± 152 | 0.3765 | 0.3858 | 0.4155 | 0.3926 ± 0.0225 |
| 19000 | 97802 | 97794 | 97546 | 97714 ± 160 | 0.3765 | 0.3796 | 0.4127 | 0.3896 ± 0.0209 |
| 20000 | 97848 | 97837 | 97573 | 97753 ± 170 | 0.3766 | 0.3801 | 0.4163 | 0.3910 ± 0.0229 |

Fonte: Dados do próprio autor

Tabela 18 – Pressão a montante e coeficiente de descarga para s=3,20mm

| Reynolds | $P_u$ (1) | $P_u$ (2) | $P_u$ (3) | $P_u$ (Médio) | $C_d$ (1) | $C_d$ (2) | $C_d$ (3) | $C_d$ (Médio) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5000 | 97513 | 97517 | 97310 | 97447 ± 134 | 0.4910 | 0.4296 | 0.5423 | 0.4877 ± 0.0651 |
| 7000 | 97523 | 97523 | 97320 | 97455 ± 132 | 0.5009 | 0.5248 | 0.5478 | 0.5245 ± 0.0271 |
| 9000 | 97548 | 97544 | 97340 | 97477 ± 134 | 0.4426 | 0.4625 | 0.4805 | 0.4619 ± 0.0219 |
| 11000 | 97574 | 97570 | 97362 | 97502 ± 136 | 0.4463 | 0.4578 | 0.4773 | 0.4604 ± 0.0179 |
| 13000 | 97604 | 97597 | 97390 | 97530 ± 137 | 0.4456 | 0.4512 | 0.4726 | 0.4565 ± 0.0156 |
| 15000 | 97640 | 97630 | 97422 | 97564 ± 139 | 0.4350 | 0.4527 | 0.4755 | 0.4544 ± 0.0234 |
| 17000 | 97682 | 97675 | 97457 | 97605 ± 143 | 0.4449 | 0.4528 | 0.4719 | 0.4566 ± 0.0156 |
| 19000 | 97725 | 97715 | 97495 | 97645 ± 146 | 0.4333 | 0.4519 | 0.4723 | 0.4525 ± 0.0225 |
| 20000 | 97759 | 97744 | 97514 | 97673 ± 154 | 0.4364 | 0.4452 | 0.4782 | 0.4532 ± 0.0241 |

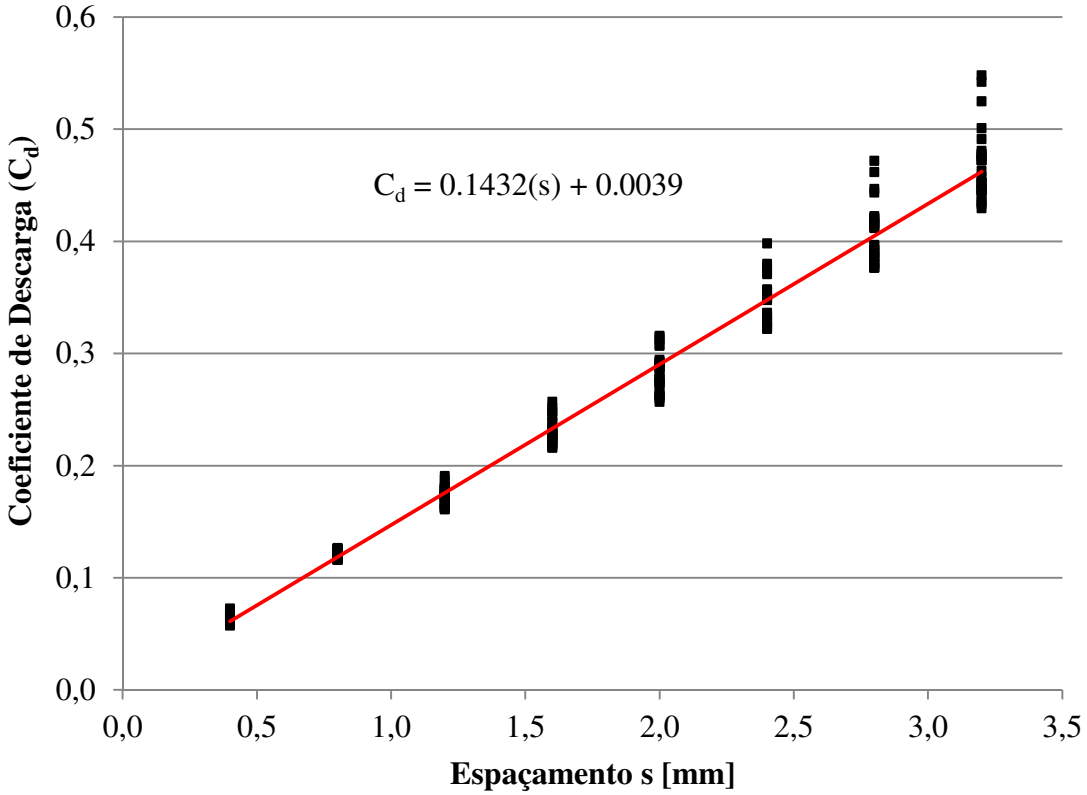
Fonte: Dados do próprio autor

Os resultados apresentados nas tabelas anteriores foram plotados em um gráfico do coeficiente de descarga em função do afastamento para os diversos números de Reynolds do escoamento, cujo resultado é mostrado na Figura 63. Como as variações do coeficiente de descarga com o afastamento são bem maiores do que com o número de Reynolds, procurou-se ajustar uma equação tomando como variável independente apenas o afastamento. O ajuste de uma equação linear resultou em desvio médio quadrático (RMS) dos dados experimentais em relação à curva ajustada de 3,06%.

Pode-se comparar os resultados do coeficiente de descarga obtidos para as duas configurações geométricas investigadas, difusor radial e válvula inclinada, tomando como referência o afastamento s. No caso do difusor radial, o afastamento adimensional, s/d, variou de 0,01 a 0,09, o que significa uma variação aproximada do afastamento dimensional, s, de 0,035 a 3,15. Esta variação do afastamento produziu uma variação em torno de 0,05 a 0,3 no coeficiente de descarga. Entretanto, no caso da válvula inclinada, o coeficiente de descarga

teve uma variação aproximada de 0,06 a 0,5 para uma variação semelhante do afastamento, s, ou seja, de 0,4 a 3,2. Nos dois casos a variação do número de Reynolds é similar. Isto mostra que é importante levar em consideração a inclinação da válvula na determinação do coeficiente de descarga.

Figura 63 – Coeficiente de descarga em função do afastamento para a válvula inclinada




Fonte: Dados do próprio autor

Outro ponto importante que não é levado em consideração na maioria dos modelos usados na estimativa da área efetiva de força e do coeficiente de descarga é o efeito da dinâmica do movimento da válvula. Considerando um mesmo afastamento, pode-se indagar se os parâmetros obtidos para a configuração estática podem ser usados quando a válvula está em movimento, ou de outra forma, se os fenômenos dinâmicos do escoamento e da válvula são significativos ou podem ser desprezados. O objetivo do próximo capítulo é iniciar este tipo de investigação por meio da obtenção do comportamento dinâmico da válvula para diversos números de Reynolds, que se trata de um problema de interação fluido-estrutura que ocorre durante o funcionamento real da válvula tipo palheta.

# CAPÍTULO 7 – ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA NA VÁLVULA TIPO PALHETA

Os trabalhos experimentais e de simulação numérica em válvulas de compressores de refrigeração são raros em se tratando de geometrias reais e envolvendo o problema completo de interação fluido-estrutura. Resultados experimentais com controle rígido dos parâmetros que caracterizam o escoamento são importantes, tanto para o estudo de válvulas, como para a validação de metodologias numéricas destinadas à solução de problemas de interação fluido-estrutura. Neste capítulo realiza-se o estudo deste problema, considerando a mesma geometria utilizada no capítulo anterior, que é bastante utilizada em válvulas de sucção. Além disso, embora ainda não tenha sido possível obter dados para a área efetiva de força e coeficiente de descarga para o funcionamento real da válvula, este é um passo inicial nesta direção.

## 7.1 Procedimento experimental

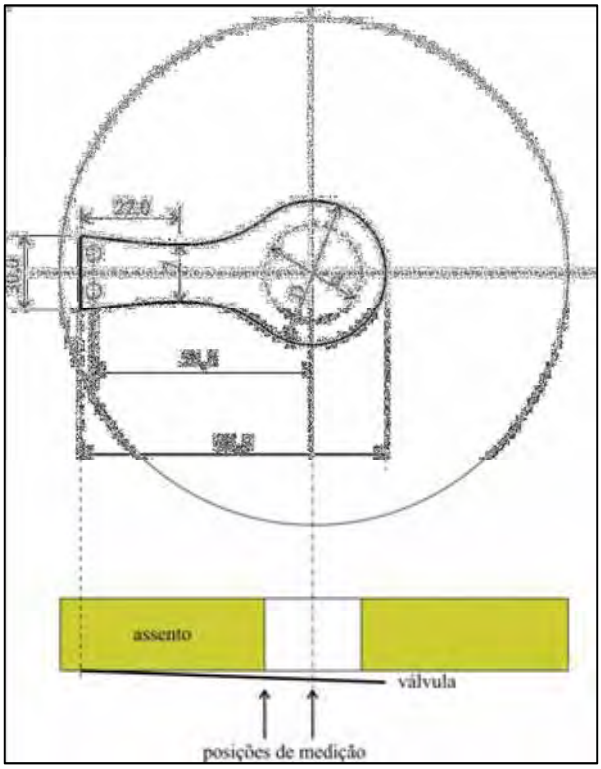
Inicialmente deve-se ligar o condicionador de ar e todos os equipamentos e aguardar no mínimo 30 minutos para a estabilização das temperaturas dos instrumentos de medição e do ambiente.

Da mesma forma que nos testes com disco frontal fixo e válvula tipo palheta, a primeira providência antes da execução dos testes é a verificação do valor da pressão de ar no interior dos reservatórios. Para que se tenha uma vazão constante na seção de testes, é necessário que a pressão nos reservatórios seja maior do que pressão ajustada no filtro regulador de pressão, que é a pressão a jusante do regulador.

Nestes testes, entretanto, o procedimento de ajuste inicial dos sensores (procedimento de zeragem) não é realizado e os valores de distância medidos são absolutos e não relativos como nos casos do difusor radial com disco fixo ou válvula tipo palheta. Finalmente, ajusta-se a vazão do escoamento na válvula reguladora de vazão para o valor do número de Reynolds desejado no teste e mede-se a posição instantânea da válvula em dois pontos, como mostrado nas Figuras 64 e 65. Os parâmetros de interesse nestes testes são a pressão a montante do

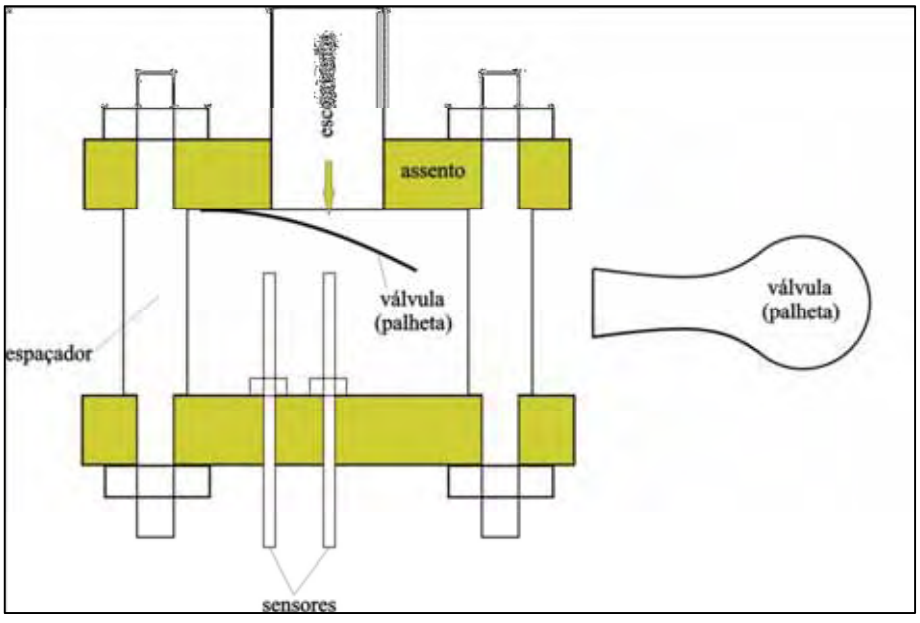
disco frontal, o número de Reynolds do escoamento e os valores indicados pelos dois sensores ópticos de distância. O pós-processamento dos dados consiste em plotar o gráfico da deformação (deslocamento) instantânea da válvula e obter a frequência característica do movimento da válvula.

Figura 64 – Dimensões e posições de instalação da válvula e dos sensores ópticos




Fonte: Dados do próprio autor

Figura 65 – Montagem da válvula e dos sensores ópticos




Fonte: Dados do próprio autor

## 7.2 Resultados experimentais

Antes de realizar os testes, procedeu-se a aferição dos sensores ópticos. Isto se fez necessário, pois o movimento da válvula ocorre com certa inclinação em relação aos sensores, o que pode alterar a posição de incidência do feixe de luz dos sensores ópticos, assim como a refletância da superfície. Portanto, para garantir maior confiabilidade nas medições, foi realizada uma aferição das medições do afastamento da válvula usando-se o método de contagem de pixels em fotografias digitais.

A Figura 66 mostra uma fotografia mostrando a posição máxima atingida pela válvula para um determinado número de Reynolds do escoamento. Nesta fotografia, nota-se a presença de uma régua de calibração, que é usada como referência para a contagem de pixels. O procedimento de aferição consiste em fazer a contagem do número de pixels na posição de abertura máxima e na posição da régua de calibração. Tomando como referência o número de pixels na posição da régua de calibração e a distância respectiva indicada na régua, pode-se calcular a relação entre o número de pixels e uma unidade de comprimento (pixels/mm) característica da fotografia. Com este dado, pode-se estimar a distância na posição de abertura máxima, que pode ser comparada com o resultado da medição do sensor óptico nesta posição. Os resultados deste procedimento estão indicados na Tabela 19 para os dois sensores instalados. Os resultados deste procedimento mostram que as medições de distância realizadas pelos sensores ópticos podem ser consideradas confiáveis, considerando a incerteza do método de contagem de pixels para fenômenos transientes.

Tabela 19 – Resultados da aferição dos sensores ópticos

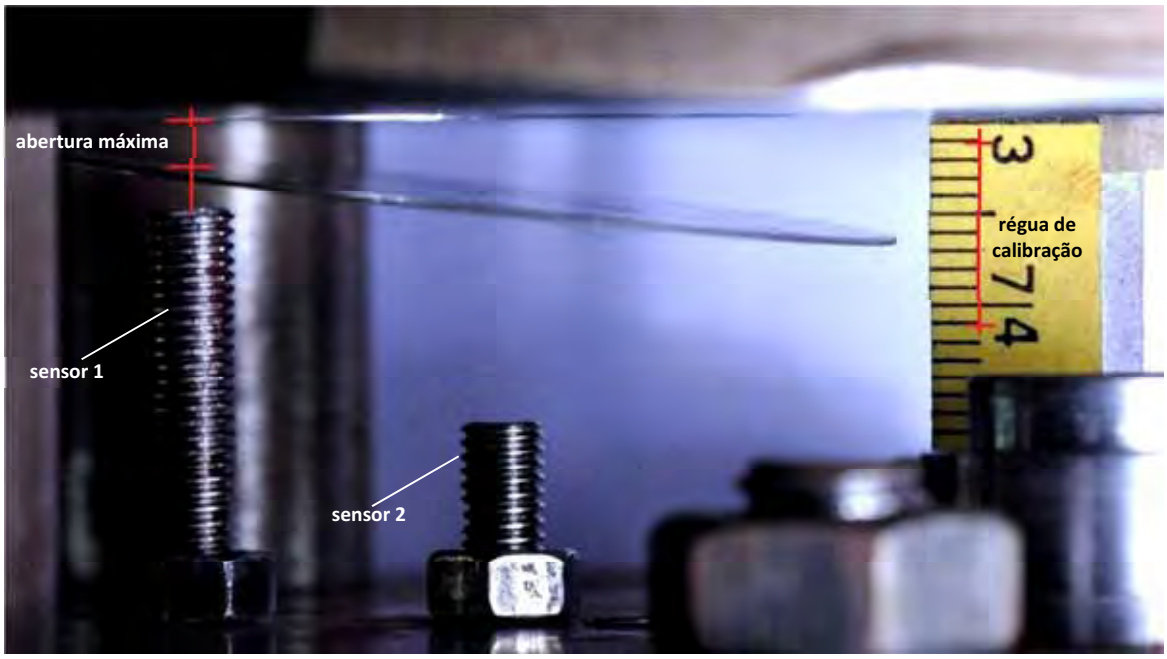
| Reynolds | Método de contagem de pixels (mm) | Sensor (mm) | Diferença (%) |
|---|---|---|---|
| 6000 (sensor 1) | 2,03 | 1,98 | 2,5 |
| 8000 (sensor 2) | 2,54 | 2,54 | 0,0 |
| 10000 (sensor 2) | 3,33 | 3,06 | 8,8 |

Fonte: Dados do próprio autor

Em seguida, os testes de deslocamento da válvula foram efetuados para números de Reynolds variando entre 2000 e 12000. Para cada configuração do escoamento foram realizados 3 testes. Não foi possível atingir maiores números de Reynolds, como nos testes do difusor radial e válvula inclinada, em função das limitações dos sensores ópticos.

A Figura 67 apresenta uma sequência de fotografias mostrando a posição da válvula em função do tempo para um número de Reynolds igual a 10000. Para este mesmo teste, mediu-se o deslocamento da válvula usando-se os sensores ópticos, cujos resultados são apresentados na Figura 68.

Figura 66 – Aferição dos sensores ópticos

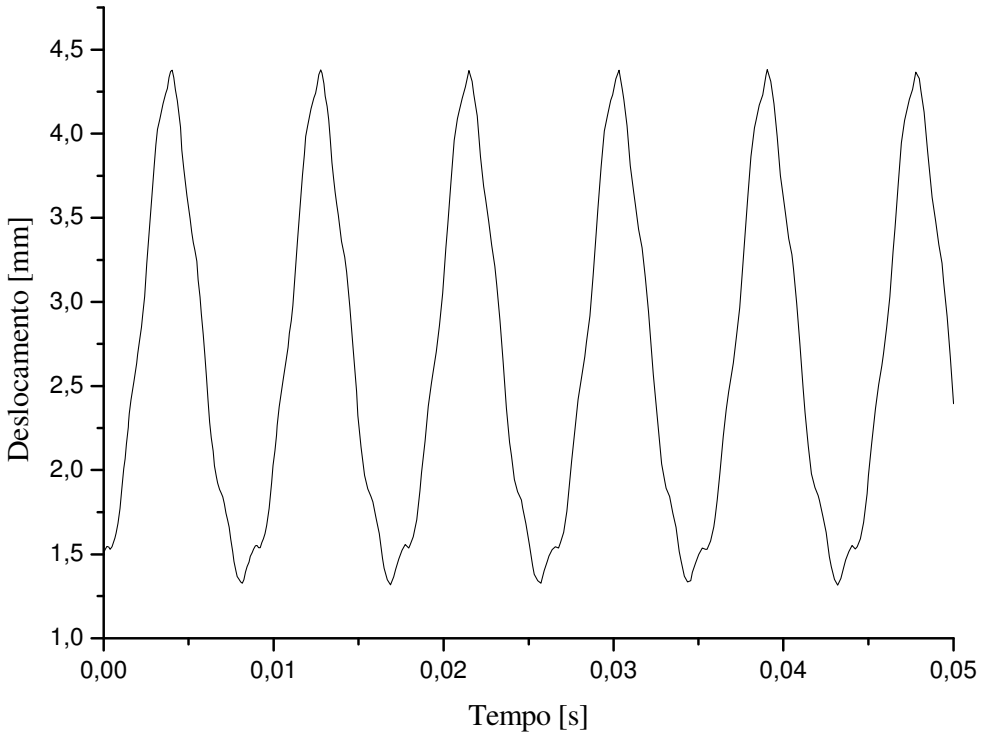



Fonte: Dados do próprio autor

Figura 67 – Sequência de imagens representativa movimento da válvula para Re=10000

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 68 – Deslocamento absoluto instantâneo representativo da válvula para Re=10000




Fonte: Dados do próprio autor

O gráfico da Figura 68 mostra um resultado típico para o comportamento dinâmico da válvula, que se repetiram nos demais testes. A primeira observação sobre este resultado é que a válvula não atinge uma posição de equilíbrio, mesmo para uma vazão constante do escoamento. Este tipo de resultado não era esperado em função da prescrição de uma vazão constante. Uma possível causa para este tipo de comportamento pode ser atribuída à emissão de vórtices nas bordas do assento, causando instabilidades hidrodinâmicas e, consequentemente, produzindo oscilações de pressão e força sobre a válvula. Esta hipótese, entretanto, é motivo de futuras investigações, que podem ser efetuadas usando metodologias da dinâmica dos fluidos computacional, com custo relativamente baixo quando comparado ao custo de metodologias experimentais. Para isto, contudo, os códigos numéricos necessitam de validação experimental, o que pode ser conseguida com os dados obtidos nestes testes. Outra observação está relacionada às posições atingidas pela válvula. Como a distância de referência medida pelo sensor óptico (distância para vazão nula, ou seja, válvula fechada) situa-se em torno de 4,3 mm, percebe-se que a válvula atinge a posição de referência com a mesma frequência de seu movimento, ou seja, a válvula chega a fechar completamente o orifício de

passagem do escoamento. Do ponto de vista do funcionamento da válvula no compressor, este tipo de comportamento é muito prejudicial à sua eficiência.

O mesmo tipo de teste foi realizado para números de Reynolds variando de 2000 a 12000. Para números de Reynolds na faixa de 2000 a 7000, as aberturas máximas foram medidas usando-se os dois sensores, enquanto que para os demais números de Reynolds utilizou-se apenas o sensor 1 (sensor instalado na mesma direção da borda do orifício), pois a distância medida pelo sensor 2 ultrapassaria sua faixa de operação. Os resultados obtidos para as distâncias máximas são apresentados nas Tabelas 20 e 21. A incerteza da distância máxima é determinada por meio da combinação da incerteza do sensor óptico (Tabela 25) com a incerteza das medições nos três testes, considerando que os resultados são representados por uma função de distribuição retangular.

Tabela 20 – Afastamentos relativos máximos medidos pelo sensor 2 (centro do orifício)

| Reynolds | Sensor 2 (mm) Teste 1 | Sensor 2 (mm) Teste 2 | Sensor 2 (mm) Teste 3 | Sensor 2 (mm) Média |
|---|---|---|---|---|
| 2000 | 1.114 | 1.172 | 1.150 | 1.145 ± 0.034 |
| 3000 | 1.665 | 1.726 | 1.730 | 1.707 ± 0.038 |
| 4000 | 2.136 | 2.174 | 2.174 | 2.161 ± 0.023 |
| 5000 | 2.571 | 2.657 | 2.656 | 2.628 ± 0.050 |
| 6000 | 3.122 | 3.174 | 3.159 | 3.152 ± 0.030 |
| 7000 | 3.596 | 3.625 | 3.671 | 3.631 ± 0.044 |

Fonte: Dados do próprio autor

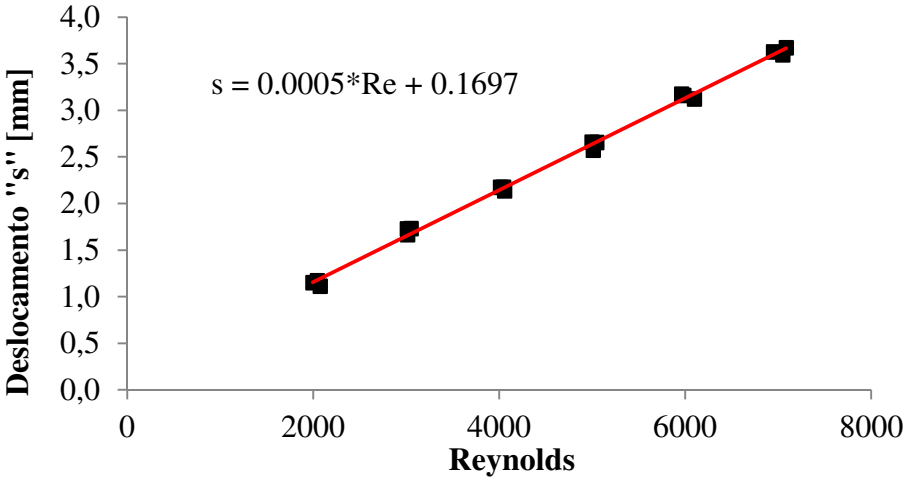
Tabela 21 – Afastamentos relativos máximos medidos pelo sensor 1(borda do orifício)

| Reynolds | Sensor 1 (mm) Test 1 | Sensor 1 (mm) Teste 2 | Sensor 1 (mm) Teste 3 | Sensor 1 (mm) Média |
|---|---|---|---|---|
| 2000 | 0.703 | 0.737 | 0.719 | 0.720 ± 0.020 |
| 3000 | 1.015 | 1.073 | 1.073 | 1.054 ± 0.034 |
| 4000 | 1.320 | 1.361 | 1.361 | 1.347 ± 0.024 |
| 5000 | 1.596 | 1.666 | 1.657 | 1.640 ± 0.041 |
| 6000 | 1.936 | 1.985 | 1.960 | 1.960 ± 0.029 |
| 7000 | 2.239 | 2.287 | 2.297 | 2.274 ± 0.034 |
| 8000 | 2.542 | 2.615 | 2.573 | 2.576 ± 0.042 |
| 9000 | 2.814 | 2.862 | 2.841 | 2.839 ± 0.028 |
| 10000 | 3.036 | 3.099 | 3.069 | 3.068 ± 0.037 |
| 11000 | 3.242 | 3.307 | 3.314 | 3.288 ± 0.042 |
| 12000 | 3.475 | 3.535 | 3.490 | 3.500 ± 0.035 |

Fonte: Dados do próprio autor

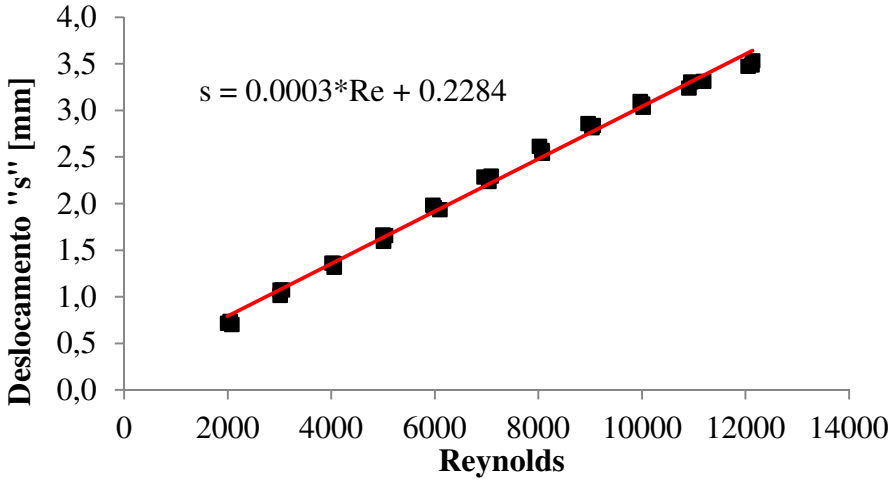
Observando as Tabelas 20 e 21 nota-se que há um crescimento do afastamento relativo máximo com o aumento do número de Reynolds. Com o objetivo de verificar o comportamento deste crescimento, os gráficos das Figuras 69 e 70 foram confeccionados, onde o afastamento relativo máximo foi plotado em função do número de Reynolds. Nestas figuras, pode-se observar que este crescimento é linear. O desvio médio quadrático (RMS) dos dados experimentais em relação às curvas ajustadas é de 1,5% para o sensor 2 e 4,6% para o sensor 1.

Figura 69 – Deslocamento relativo máximo medido pelo sensor 2 em função do número de Reynolds




Fonte: Dados do próprio autor

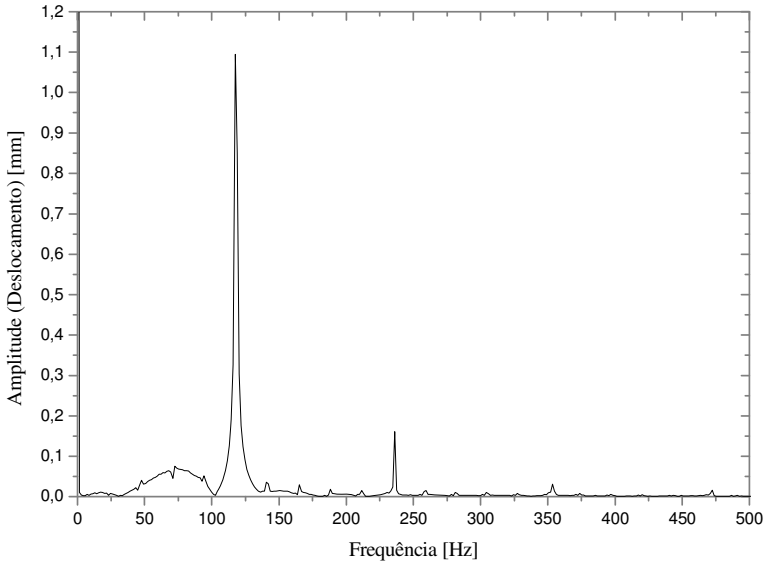
Figura 70 – Deslocamento relativo máximo medido pelo sensor 1 em função do número de Reynolds




Fonte: Dados do próprio autor

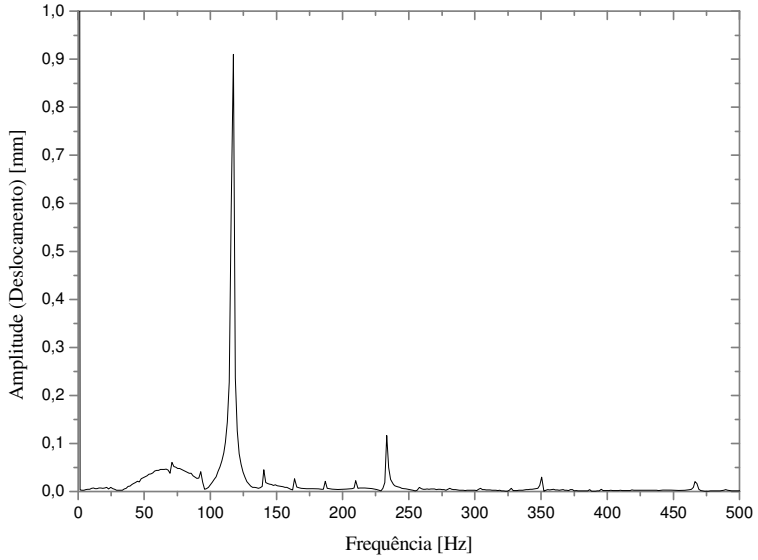
Objetivando determinar a frequência característica do movimento da válvula, a Transformada Rápida de Fourier (FFT) dos sinais de deslocamento foi realizada para cada número de Reynolds. As Figuras 71 a 73 mostram os resultados obtidos para números de Reynolds iguais a 6000, 8000 e 10000, respectivamente. Observa-se que os sinais possuem uma frequência bem definida.

Figura 71 – Transformada rápida de Fourier para Re=6000



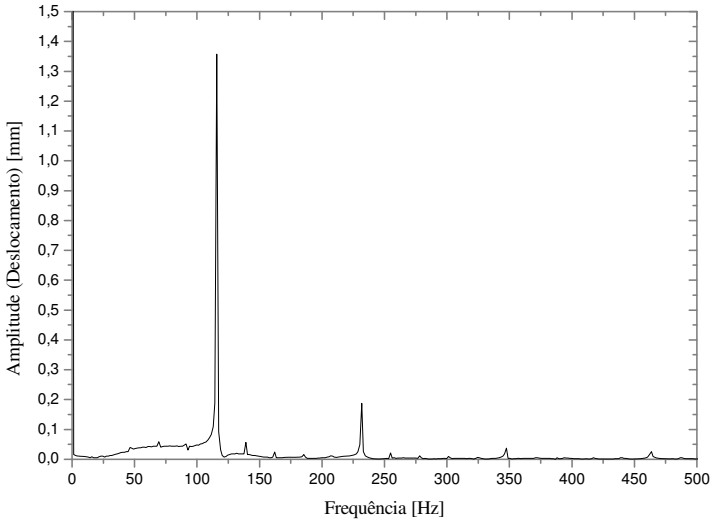

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 72 – Transformada rápida de Fourier para Re=8000




Fonte: Dados do próprio autor

Figura 73 – Transformada rápida de Fourier para Re=10000




Fonte: Dados do próprio autor

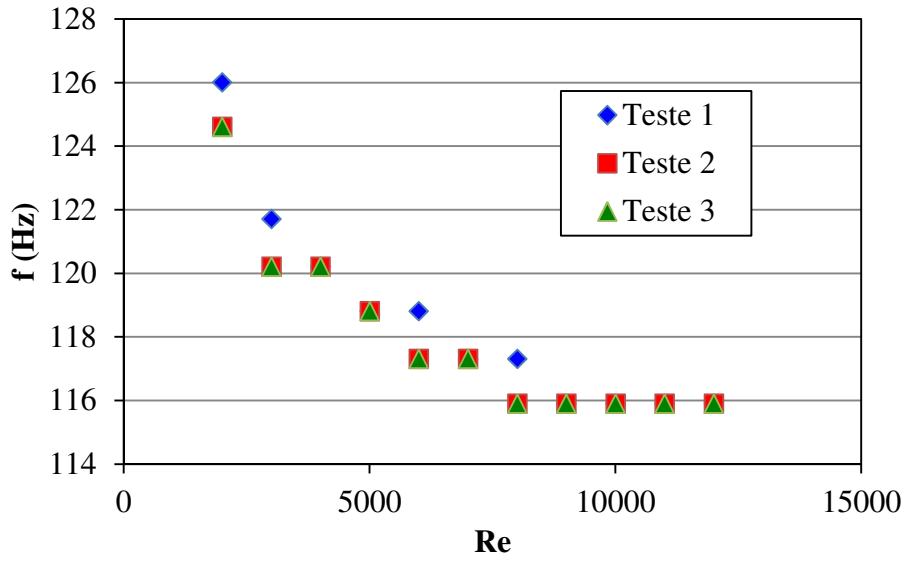
A Tabela 22 mostra os resultados das frequências características para o movimento da válvula para todos os testes realizados. A Figura 74 apresenta os mesmos dados na forma gráfica, onde pode ser observado o decaimento da frequência com o aumento do número de Reynolds até Re≅9000, a partir do qual a frequência permanece praticamente constante. A redução da frequência com o aumento do número de Reynolds pode ser explicada pelo aumento do afastamento da válvula para as maiores vazões, o que aumenta o tempo para seu deslocamento. A partir de Re≅9000 a frequência permanece praticamente constante, provavelmente devido ao aumento da velocidade de deslocamento da válvula.

Tabela 22 – Frequências características (Hz) do movimento da válvula

| **Reynolds** | **Teste 1** | **Teste 2** | **Teste 3** | **Média** |
|---|---|---|---|---|
| 2000 | 126,0 | 124,6 | 124,6 | 125,0 |
| 3000 | 121,7 | 120,2 | 120,2 | 120,7 |
| 4000 | 120,2 | 120,2 | 120,2 | 120,2 |
| 5000 | 118,8 | 118,8 | 118,8 | 118,8 |
| 6000 | 118,8 | 117,3 | 117,3 | 117,8 |
| 7000 | 117,3 | 117,3 | 117,3 | 117,3 |
| 8000 | 117,3 | 115,9 | 115,9 | 116,4 |
| 9000 | 115,9 | 115,9 | 115,9 | 115,9 |
| 10000 | 115,9 | 115,9 | 115,9 | 115,9 |
| 11000 | 115,9 | 115,9 | 115,9 | 115,9 |
| 12000 | 115,9 | 115,9 | 115,9 | 115,9 |

Fonte: Dados do próprio autor

Figura 74 – Comportamento da frequência do movimento da válvula em função do número de Reynolds




Fonte: Dados do próprio autor

O problema da interação fluido-estrutura em válvulas de compressores ainda exige investigações. Usando a bancada experimental construída, é possível ainda estudar o comportamento de diferentes geometrias de válvula, válvulas com propriedades estruturais diferentes, assim como válvulas com razões de recobrimento, D/d, distintas. Com pequeno investimento em instrumentação ainda é possível medir as variáveis necessárias para calcular a área efetiva de força e o coeficiente de descarga da válvula durante o regime transiente. Entretanto, o estudo de detalhes do problema (como o campo de velocidades do escoamento), que poderia fornecer subsídios para a explicação de certos fenômenos observados, necessita de instrumentos de medição de custo elevado ainda não disponíveis na bancada. Uma alternativa para explicar estes fenômenos pode ser a solução numérica do problema, com a qual todos os detalhes do escoamento e da estrutura podem ser obtidos. Para isso, contudo, o código numérico precisa de validação experimental, que pode ser realizada usando-se os dados globais obtidos neste trabalho.

# CAPÍTULO 8 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Este trabalho apresenta um estudo experimental do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo, assim como em uma válvula tipo palheta usada em compressores de refrigeração. Como neste tipo de válvula a abertura e o fechamento ocorrem de forma automática devido às forças causadas pelo próprio escoamento, o problema é caracterizado por uma forte interação entre as forças causadas pelo escoamento do fluido e as forças reativas da estrutura da válvula, denominado na literatura de problema de interação fluido-estrutura. Resultados experimentais para este tipo de problema são bastante escassos na literatura, de modo que o estudo do problema de interação fluido-estrutura em válvula pode contribuir sobremaneira para entendimento do seu funcionamento, além de contribuir para a validação de códigos numéricos desenvolvidos para este fim.

## 8.1 Conclusões Principais

O estudo de trabalhos divulgados na literatura e a própria experiência adquirida durante a realização dos testes realizados neste trabalho revelam que o problema do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo é muito sensível a diversos parâmetros que caracterizam o problema. Neste trabalho, alguns cuidados foram tomados com o objetivo de fornecer maior confiabilidade nos resultados, tendo em mente estes parâmetros. Estes testes revelaram que o tipo de acabamento das bordas do assento, na região de entrada do difusor, tem uma influência significativa nos resultados da distribuição de pressão sobre o disco frontal e, portanto, que se deve ter muito cuidado na usinagem desta peça.

Buscando garantir a confiabilidade da bancada construída, os resultados dos testes para o difusor radial com disco frontal fixo foram inicialmente confrontados com dados disponíveis na literatura (SALINAS CASANOVA, 2001; SOUTO, 2002). Estes resultados mostraram excelente concordância, garantindo a reprodutibilidade de dados.

Os testes realizados para um difusor radial com disco frontal fixo de razão de diâmetro igual a 1,5 forneceram resultados para a distribuição de pressão na superfície do disco frontal para afastamentos adimensionais variando de 0,01 a 0,09 e números de Reynolds na faixa de 4000 a 20000. Estes resultados tiveram os mesmos comportamentos descritos na literatura. A pressão na região central do disco, pressão que estabelece a queda de pressão do escoamento no difusor, diminui com o aumento do afastamento entre discos, visto que os efeitos viscosos se tornam menores com o aumento do afastamento. Esta redução é mais acentuada para os menores valores de afastamento, onde os efeitos viscosos são mais significativos. À medida que o afastamento aumenta, os efeitos de inércia tornam-se significativos, diminuindo a influência do valor do afastamento.

Usando-se estes dados, foi possível calcular dois parâmetros globais muito usados no projeto e simulação de compressores de refrigeração, que são a área efetiva de força e o coeficiente de descarga. Dois resultados importantes retirados destes dados foram as equações ajustadas para estes parâmetros, tendo como variável independente o afastamento adimensional entre discos. Uma equação do tipo polinomial de grau 3 foi ajustada com desvio RMS de 1,25% para a área efetiva de força e uma equação linear foi ajustada com desvio RMS de 0,3% para o coeficiente de descarga.

Em seguida, foram realizados testes para uma válvula tipo palheta com razão de recobrimento, D/d=1,3, nos quais a palheta foi posicionada obliquamente em relação ao assento. Os testes foram realizados para números de Reynolds variando de 5000 a 20000, em afastamentos característicos de 0,4 a 3,2 mm. Os resultados indicaram que a metodologia largamente usada pela indústria, que emprega os dados de coeficiente de descarga para a geometria do difusor radial (com disco frontal paralelo), não é adequada, pois este parâmetro pode atingir valores 50% maiores, para as maiores aberturas, se a geometria de válvula inclinada for utilizada.

Por fim, foram realizados testes dinâmicos para a mesma válvula tipo palheta. O problema foi estudado para números de Reynolds variando na faixa de 2000 a 12000. Neste estudo, observou-se que a abertura máxima da válvula aumenta linearmente com o número de Reynolds. Além disso, notou-se um movimento periódico com frequência bem definida para a válvula, mesmo com a imposição de uma vazão constante ao escoamento. Embora se necessite de investigações mais detalhadas, pode-se especular que este tipo de comportamento advém de instabilidades hidrodinâmicas no escoamento, que causam flutuações de pressão e, consequentemente, de força atuando na superfície da válvula. As variações da força atuando na superfície da válvula, então, causam o seu movimento periódico. Ainda, notou-se o

decaimento da frequência característica do movimento da válvula com o aumento do número de Reynolds até Re=9000, a partir do qual a frequência permaneceu praticamente constante.

### 8.2 Sugestões para trabalhos futuros

Tendo com base os resultados obtidos e a experiência adquirida na operação da bancada experimental, sugerem-se alguns tópicos para dar prosseguimento às pesquisas no assunto:

- implementar estudos do escoamento sobre o difusor radial fixo considerando escoamento pulsante, para representar melhor a dinâmica do sistema de válvulas;
- realizar ensaios com geometrias de assento modificadas na região de entrada, utilizando-se chanfros e arredondamentos;
- implementar estudos com o disco frontal inclinado em relação ao assento, buscando assim, representar melhor o sistema de válvulas de compressores alternativos;
- estudar o comportamento de diferentes geometrias de válvula, válvulas com propriedades estruturais diferentes, assim como válvulas com razões de recobrimento, D/d, distintas;
- estudar o comportamento de válvulas sujeitas a uma escoamento pulsante, que mais se assemelha às variações de pressão existentes durante o funcionamento real;
- medir o campo de tensões na válvula e a pressão a montante da válvula para possibilitar os cálculos da área efetiva de força e coeficiente de descarga instantâneos;
- construir uma seção de testes para a investigação detalhada do escoamento, por meio da medição do campo de velocidade do escoamento, usando por exemplo, anemometria laser.

# REFERÊNCIAS


ANDREOTTI, T. **Análise experimental da interação fluido-estrutura no escoamento em um difusor radial**. 2013. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.

ANHÊ JUNIOR, S. A. **Investigação numérica e experimental do escoamento em válvulas de compressores herméticos**. 2010. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2010.

ARANTES, D. M.; MAIA, L. I. G.; GASCHE, J. L. Influência do acabamento da borda de entrada no escoamento turbulento em um difusor radial. In: ESCOLA DE PRIMAVERA DE TRANSIÇÃO E TURBULÊNCIA, 8., 2012, São Carlos. **Anais…** São Carlos: USP, 2012. p. 18-27.

BARBI, F.; GASCHE, J. L.; VILLAR, M. M. An efficient immersed boundary method for solving the unsteady flow through actual geometries of reed valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2012. n.1283, 10 p.

BHAKTA, A.; DHAR, S.; BAHADUR, V.; ANGADI, S.; DEY, S. A valve design methodology for improved reciprocating compressor performance. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2012. n. 1252, 10 p.

BURGSTALLER, A.; NAGY, D.; ALMBAUER, R.; LANG, W. Influence of the main parameters of the suction valve on the overall performance of a small hermetic reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2008. n. C1315, 8 p.

ELETROBRAS. **Avaliação do mercado de eficiência energética no Brasil – ano base 2005:** classe residencial – relatório Brasil. Rio de Janeiro: ELETROBRAS; PROCEL, 2009. Disponível em: <http://www.eletrobras.gov.br/procel>. Acesso em: 14 nov. 2009.

HABING, R. A.; PETERS, M. C. A. M. An experimental method for validating compressor valve vibration theory. **Journal of Fluids and Structures**, London, v. 22, n. 5, p. 683-697, 2006.

HÜLSE, E. R. **Modelagem e análise de um compressor alternativo linear de refrigeração**. 2008. 135 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

KERPICCI, H.; OGUZ, E. Transient modeling of flows through suction port and valves leaves of hermetic reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 18., 2006, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2006. n. C122, 8 p.

KIM, J.; WANG, S.; PARK, S.; RYU, K.; LA, J. Valve dynamics analysis of a hermetic reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 18., 2006, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2006. n. C107, 10 p.

KIM, H-S.; AHN, J-W.; KIM, D-H. Fluid structure interaction and impact analyses of reciprocating compressor discharge valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2008. n. C1112, 10 p.

KINJO, K.; NAKANO, A.; HIKICHI, T.; MORINISHI, K. Study of CFD considering valve behavior in reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 20., 2010, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2010. n. 1256, 8 p.

LACERDA, J. F. **Simulação numérica do escoamento em difusores radiais usando o método da fronteira imersa**. 2009. 160 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2009.

LACERDA, J.; GASCHE, J. L. Analysis of the flow in hermetic compressor valves using the immersed boundary method. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 20., 2010, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2010. n. 1295, 8 p.

LANG, W.; ALMBAUER R.; NAGY, D. Comparison of two different approaches to model the suction valve dynamics of a hermetic reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON COMPRESSORS AND COOLANTS, 7., 2009, Casta Papiernicka. **Proceedings…** Red Hook: Curran Associates, 2009. p. 241-248.

LENZ, J. R.; COLLINGS, D. P. E. A study of flapper valve motion in a variable speed compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 20., 2010, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2010. n. 1343, 7 p.

LINK, R.; DESCHAMPS, C. J. Numerical analysis of transient effects on effective flow and force areas of compressor valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 20., 2010, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2010. n. 1319, 8 p.

LINK, R.; DESCHAMPS, C. J. Numerical modeling of startup and shutdown transients in reciprocating compressors. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 34, p. 1398-1414, 2011.

LINK, R.; DESCHAMPS, C. J. Theoretical analysis of transient effects on the flow through reed type valves. In: BRAZILIAN CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 21., 2011, Natal, RN. **Anais…** Natal: [s.n.], 2011. n. COB06232, 7 p.

MA, Y.; HE, Z.; PENG, X.; XING, Z. Experimental investigation of the discharge valve dynamics in a reciprocating compressor for trans-critical $CO_2$ refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**, Kidlington, v. 32, n. 3, p. 13-21, 2012.

MACHU, G.; ALBRECHT, M.; BIELMEIER, O.; DAXNER, T.; STEINRÜCK, P. A universal simulation tool for reed valve dynamics. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 17., 2004, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2004. n. C045, 8 p.

MARIANI, V. C. ; PRATA, A. T. ; DESCHAMPS, C. J. Numerical analysis of fluid flow through radial diffusers in the presence of a chamfer in the feeding orifice with a mixed eulerian-lagrangian method. **Computers & Fluids**, Kidlington, v. 39, p. 1672-1684, 2010.

MATOS, F. F. S.; DESCHAMPS, C. J.; PRATA, A. T. A two-dimensional simulation model for reciprocating compressors with automatic valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 18., 2006, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2006. n. C053, 8 p.

MISTRY, H.; BHAKTA, A.; DHAR, S.; BAHADUR, V.; DEY, S. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2012. n. 1210, 6 p.

MUSHYAM, A.; BERGADA, J. M. A numerical simulation of fluid-structure interaction for flow through valves of hermetic compressor with immersed boundary method. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2012. n. 1567, 10 p.

MYRRIA, G.; SILVA, A.; LENZI, A.; PELLEGRINI, C. On the modification of suction valves's aperture of a reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n], 2012. n. 1314, 9 p.

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. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2010. n. 1273, 8 p.

NAGY, D.; ALMBAUER, R.; LANG, W.; BURGSTALLER, A. Valve lift measurement for the validation of a compressor simulation model. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2008. n. C1274, 8 p.

NAKANO, A.; KINJO, K. CFD applications for development of reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2008. n. 1326, 8 p.

PEREIRA, E. L. L.; DESCHAMPS, C. J.; RIBAS JUNIOR, F.A. Performance analysis of reciprocating compressors through computational fluid dynamics. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part E: Journal of Process Mechanical Engineering**, London, v. 222, p. 183-192, 2008.

PEREIRA, E. L. L.; DESCHAMPS, C. J. A theoretical account of the piston influence on effective flow and force areas of reciprocating compressor valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 20., 2010, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n], 2010. n. 1359, 7 p.

PEREIRA, E. L. L.;; DESCHAMPS, C. J. Influence of piston on effective areas of reed-type valves of small reciprocating compressors. **HVAC & R Research**, Atlanta, v. 17, p. 218-230, 2011.

PEREIRA, E. L. L.; SANTOS, C. J.; DESCHAMPS, C. J.; KREMER, R. A simplified computational fluid dynamics model for the suction process of reciprocating compressors. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2012. n. 1276, 6 p.

POSSAMAI, F. C. **Escoamento laminar através de válvulas inclinadas de compressores de refrigeração**. 1994. 110 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, 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. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2004. n. C067, 8 p.

PRATER, G.; HNAT, W. P. Optical measurement of discharge valve modal parameters for a rolling piston refrigeration compressor. **Measurement**, Amsterdam, v. 33, n. 1, p. 75-84, 2003.

PIZARRO-RECABARREN, R. A.; BARBOSA JUNIOR, J. R.; DESCHAMPS, C. J.; Modeling the stiction effect in automatic compressor valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2012. n. 1126, 9 p.

RIBAS JUNIOR, 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, 18., 2006, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2006. n. C1306, 8 p.

RODRIGUES, T. T.; GASCHE, J. L.; MILITZER J. Flow simulation through moving hermetic compressor valves using the immersed boundary method. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 20., 2010, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n.], 2010. n. 1328, 8 p.

SALINAS-CASANOVA, D. A. **Análise numérica do escoamento turbulento em válvulas automáticas de compressores**. 2001. 268 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)- Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

SILVA, L. R.; DESCHAMPS, C. J. Modeling of gas leakage through compressor valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceedings…** West Lafayette: [s.n], 2012. n. 1344, 8 p.

SOUTO, L. E. M. **Investigação experimental do escoamento turbulento em válvulas de compressores**. 2002. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

# APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS DO MEDIDOR DE VAZÃO

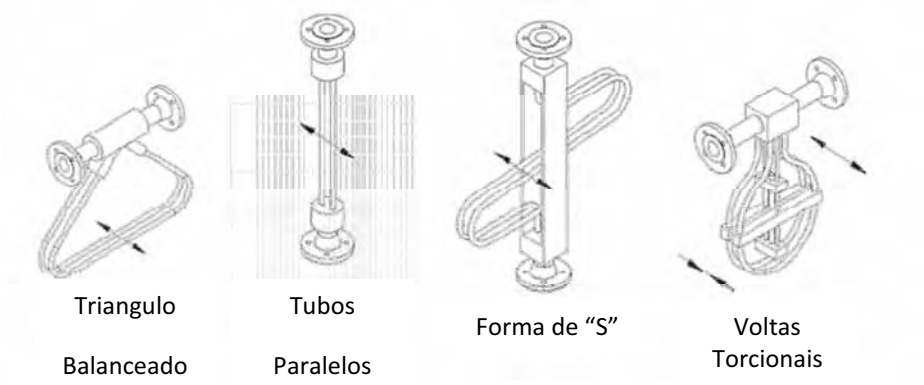
Atualmente existem vários fabricantes de medidores de vazão do tipo Coriolis. Todos eles se baseiam em sistemas de tubos vibrantes, os quais são percorridos por uma vazão mássica que causam pequenas deflexões nos tubos. Estas deflexões podem ser correlacionadas com o valor da vazão mássica nos tubos. O nome deste 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.

Outras vantagens do medidor são: a ausência de partes móveis, o que gera menor índice de quebras e manutenção; natureza não intrusiva e alta precisão. Entretanto, este tipo de medidor apresenta um alto custo de aquisição.

A forma dos sistemas de tubo varia de acordo com o projeto do fabricante. A Figura 75 mostra as formas mais comuns de sistemas de tubos encontrados nos medidores tipo Coriolis.

Figura 75 – Formas dos sistemas de tubos usualmente encontradas em medidores de vazão do tipo Coriolis




Fonte: Andreotti (2013)

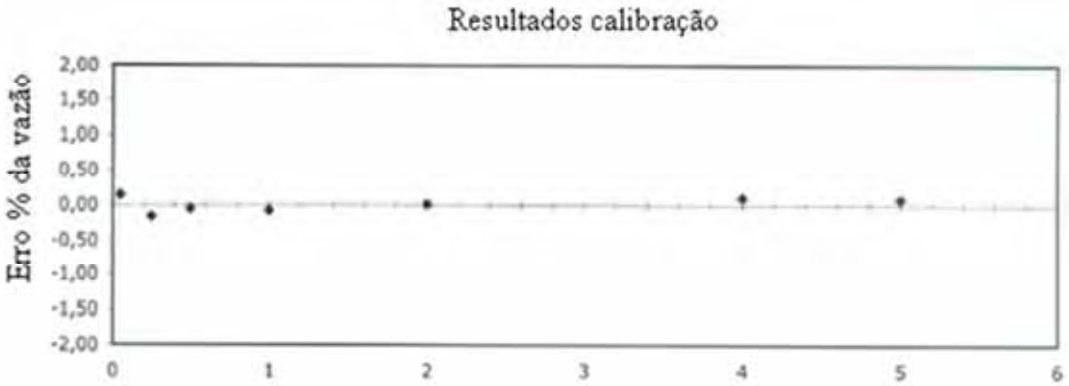
O principio de funcionamento dos medidores se dá pela imposição de um movimento vibratório transversal aos tubos, enquanto o fluido escoa da entrada para a saída dos tubos. A oscilação dos tubos é ortogonal à direção do escoamento, assim, o fluido é acelerado na direção da oscilação. Devido à sua inércia, 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 0,1kg/min até 10 kg/min
- Menor valor de medição: 0.05 kg/min
- Resposta temporal de 30 ms.

A curva de calibração do medidor fornecida pelo fabricante é apresentada na Figura 76.

Figura 76 – Curva de calibração do medidor de vazão Rheonik modelo RHM 04

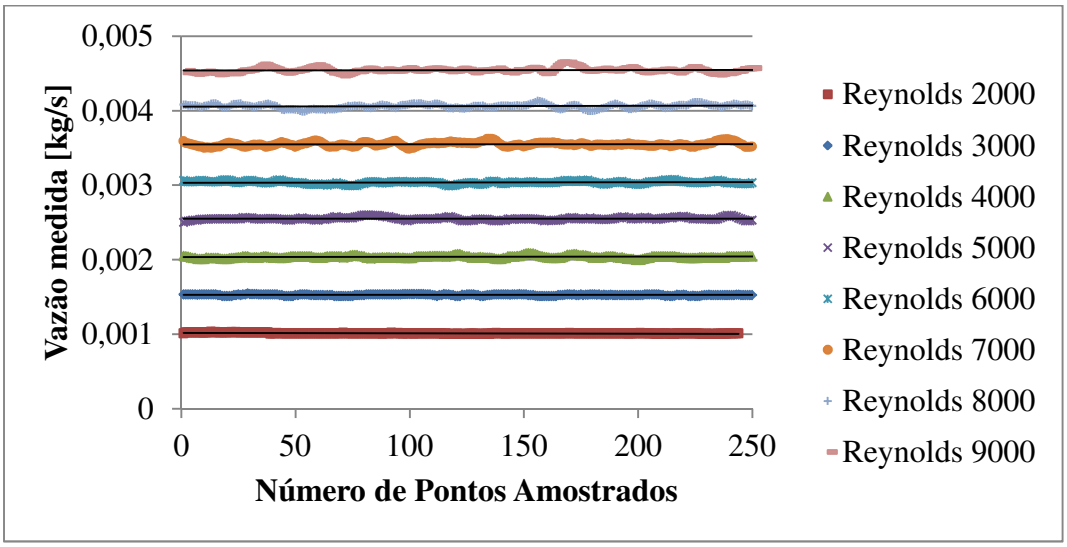



| Vazão escoamento (kg/min) | Erro (%) | Pulsos (pulso/kg) |
|---|---|---|
| 5,000 | 0,08 | 10008,000 |
| 4,000 | 0,10 | 10010,000 |
| 2,000 | 0,01 | 10001,000 |
| 1,000 | -0,08 | 9992,000 |
| 0,500 | -0,06 | 9994,000 |
| 0,250 | -0,17 | 9983,000 |
| 0,050 | 0,14 | 10014,000 |

Fonte: Manual do medidor de vazão (2012).

Foram realizadas medições para averiguar o comportamento da vazão ao longo do tempo. Para isso, algumas vazões foram ajustadas e mediu-se o comportamento e as oscilações das vazões para um determinado tempo de amostragem, estes dados são apresentados na Figura 77 e Tabela 23.

Figura 77– Oscilações típicas da do escoamento em função do número de Reynolds




Fonte: Andreotti (2013)

A Tabela 23 apresenta o desvio padrão das vazões mostradas na Figura 77. Nota-se que para as vazões observadas da ordem de 0,05 a 0,3 kg/min, as incertezas apresentadas pelo fabricante são da ordem de -0,17 a 0,14%. Os resultados da Tabela 23 mostram que o desvio padrão das flutuações de vazão durante um determinado teste é da ordem de 0,7% para a maioria das vazões. Portanto, a incerteza de medição do medidor é cerca de quatro vezes menor do que as flutuações da vazão durante o teste.

Tabela 23 – Desvio padrão das medidas de vazão observadas

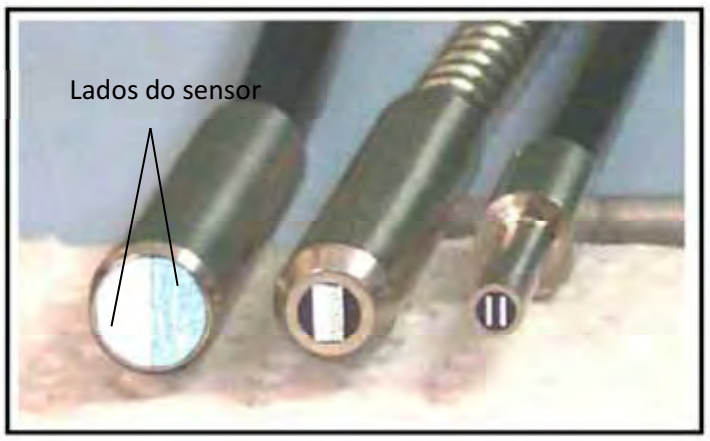
| Reynolds | Vazão kg/s] | Desvio Padrão [σ] | σ [%] |
|---|---|---|---|
| 2000 | 0,0010 | 5,94E-06 | 0,59% |
| 3000 | 0,0015 | 7,85E-06 | 0,51% |
| 4000 | 0,0020 | 1,55E-05 | 0,76% |
| 5000 | 0,0026 | 1,78E-05 | 0,70% |
| 6000 | 0,0030 | 2,03E-05 | 0,67% |
| 7000 | 0,0035 | 2,45E-05 | 0,69% |
| 8000 | 0,0041 | 2,64E-05 | 0,65% |
| 9000 | 0,0045 | 3,18E-05 | 0,70% |

Fonte: Andreotti (2013).

# APÊNDICE B – CARACTERÍSTICAS DOS SENSORES ÓPTICOS

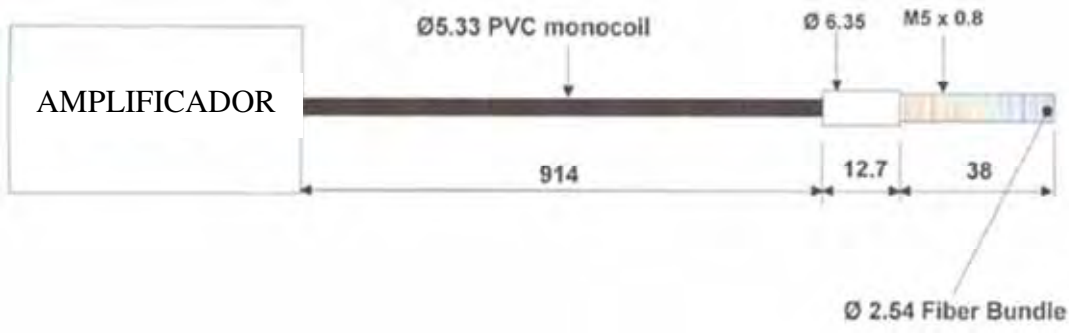
O sinal de saída de um sensor de deslocamento óptico baseado na intensidade de luz refletida varia proporcionalmente tanto com a distância, como com a refletância da superfície alvo: quanto maior a refletância, maior o sinal do sensor. O sinal do sensor óptico usado neste trabalho (PHILTEC RC100), não depende da refletância da superfície alvo (RC – *Reflectance Compensated*). O sensor do tipo RC é sensor de propósitos gerais que pode medir distâncias com elevada exatidão de alvos com movimento de rotação e translação. Portanto, este tipo de sensor é bastante adequado para os propósitos deste trabalho. Neste tipo de sensor, a luz é transmitida ao alvo por meio de um dos lados de feixes de fibra-ótica adjacentes. A luz refletida é capturada em dois feixes de fibra-ótica do outro lado do sensor, que seguem caminhos diferentes até parte eletrônica de tratamento de sinal. A Figura 78 mostra três tipos de pontas deste tipo de sensor, onde os lados dos feixes de fibra-ótica podem ser vistos. Cálculos baseados na razão entre as intensidades luminosas (*ratiometric method*) fornecem a distância entre a ponta do sensor e a superfície alvo, que é independente da variação da refletância. A Figura 79 mostra as dimensões do sensor óptico RC100.

Figura 78 – Lados do sensor contendo os feixes de fibra-ótica




Fonte: Manual do sensor (2012).

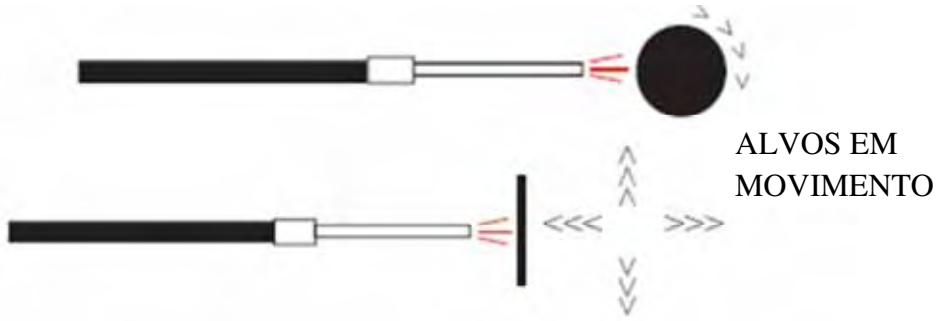
Figura 79 – Dimensões do sensor óptico em mm




Fonte: Manual do sensor (2012).

A Figura 80 ilustra os tipos de movimentos dos alvos que são permitidos para utilização dos sensores tipo RC.

Figura 80 – Movimentos permitidos do alvo em relação ao sensor tipo RC




Fonte: Manual do sensor (2012).

Uma das grandes vantagens do sensor é que ele permite realizar medições de forma não intrusiva, compacta e sem contato. Desta forma, este tipo de sensor atende a várias aplicações: medições internas em equipamentos, aplicações criogênicas, em áreas de alta tensão, em áreas submersas ou em vácuo. A Tabela 24 mostra os dados do sensor RC100 fornecidos pelo fabricante.

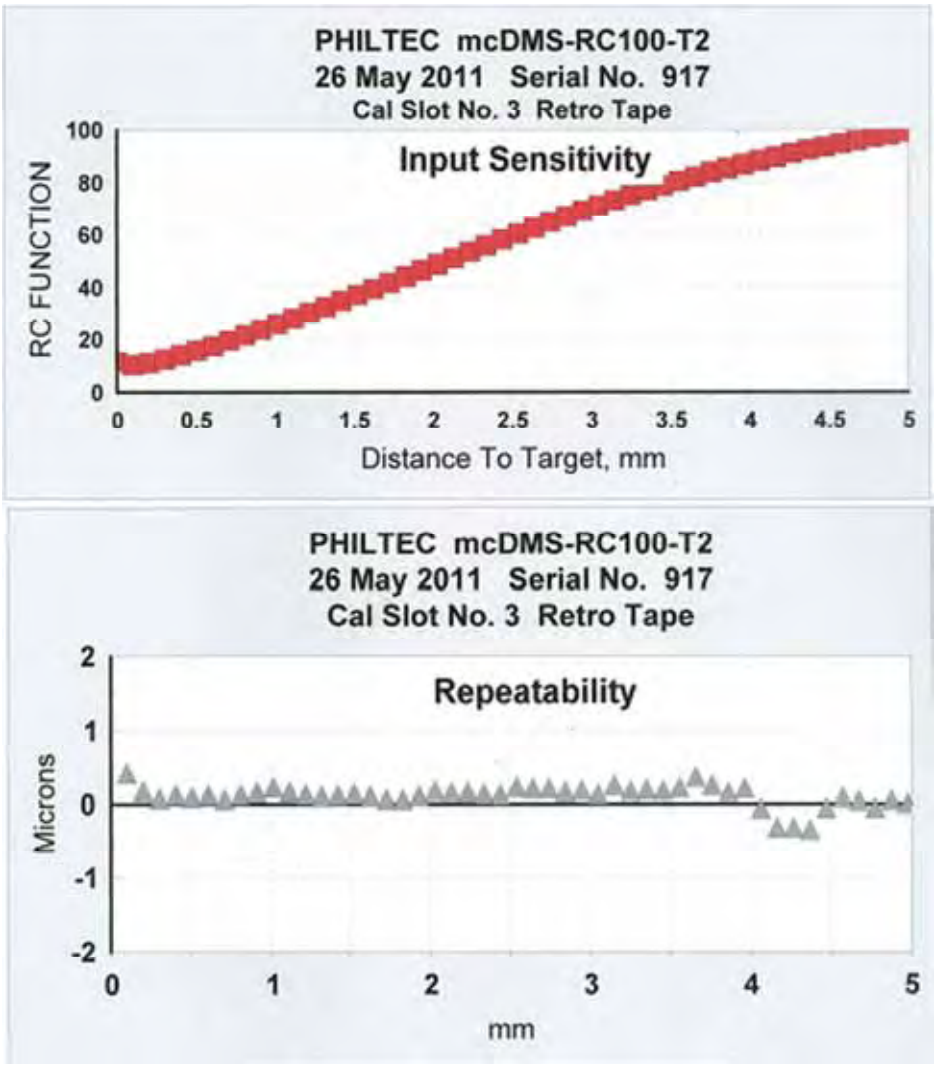
Tabela 24– Dados do sensor óptico RC100

| Características | Unidade | RC100 |
|---|---|---|
| Diâmetro da Ponta | mm | 5 |
| Faixa operacional | mm | 2,2 |
| Faixa Linear | mm | 1,8 |
| Sensitividade | mv/µm | 1,3 |
| Resolução 100 Hz | µm | 0,75 |
| Resolução 20 kHz | µm | 3 |
| Resolução 200 kHz | µm | 6 |

Fonte: Manual do sensor (2012).

As curvas de calibração e de repetibilidade do sensor RC100 são apresentadas na Figura 81.

Figura 81 – Curvas de calibração e curva de repetibilidade do sensor




Fonte: Manual do sensor (2012).

# APÊNDICE C – ANÁLISE DE INCERTEZA

## C.1 Incertezas associadas às medições dos parâmetros primários

Os parâmetros primários são considerados aqui como os parâmetros que são medidos durante os testes: temperatura, pressão atmosférica, pressão a montante do difusor, pressão sobre a superfície do disco frontal, diâmetro interno do tubo, afastamento, vazão e diâmetro da palheta. A incerteza de cada parâmetro é estimada pela incerteza do instrumento de medição usado.

A pressão atmosférica foi medida usando-se um barômetro analógico possuindo menor divisão de escala de 100 Pa. Adotou-se como incerteza de medição o valor da metade da menor divisão de escala, ou seja, 50 Pa.

As pressões sobre o disco frontal e à montante da seção de testes foram medidas por transdutores com incerteza de 0,1% do fundo de escala, segundo a especificação do fabricante.

A temperatura foi medida pelo medidor de vazão Rheonik. O fabricante não fornece dados sobre a precisão do medidor. Estimou-se uma incerteza de 0,5$^{o}$C, na pior das hipóteses.

Os diâmetros do orifício de alimentação do assento e dos discos frontais disponíveis foram medidos com um paquímetro de incremento de escala de 0,01 mm. Foram realizadas várias medidas em posições distintas. Usando os valores medidos, as incertezas associadas foram determinadas considerando as máximas diferenças entre todos os valores medidos.

A incerteza das medições do afastamento entre os discos está associada com a exatidão do sensor, que não é especificada diretamente pelo fabricante. Entretanto, a Figura 81 apresenta a curva de repetibilidade do sensor associada com o tipo de superfície refletora (*retro tape*). Desta curva pode-se retirar que a repetibilidade do sensor está dentro da faixa de ±1 μm. Portanto, adotou-se este valor como incerteza do sensor óptico.

A incerteza do medidor de vazão, retirada da curva de erro mostrada na Figura 76, é de cerca de ±0,2% do valor da vazão medida.

A Tabela 25 apresenta as incertezas dos parâmetros primários.

Tabela 25 – Incertezas dos parâmetros primários

| Parâmetro | Incerteza |
|---|---|
| Distância entre os Discos (s) | 0,005 mm |
| Diâmetro do Orifício de Alimentação do Assento (d) | 0,02 mm |
| Diâmetro do Disco Frontal (D) | 0,03 mm |
| Pressão Atmosférica ($P_{atm}$) | 50 Pa |
| Pressão sobre o Disco Frontal (P) | 3,5 Pa |
| Pressão à Montante (Pu) | 100 Pa |
| Temperatura (T) | 0,5 $^{o}$C |
| Vazão ($\dot{m}$) | 0,2% |

Fonte: Dados do próprio autor

## C.2 Incertezas associadas às medições dos parâmetros dependentes

Os parâmetros dependentes de interesse para o problema são: massa especifica (ρ), viscosidade absoluta (μ), velocidade média do escoamento ($\bar{V}$), pressão adimensional ($P_{adm}$), vazão em massa ($\dot{m}$) e número de Reynolds (Re).

O cálculo da incerteza de uma variável dependente é efetuado levando em consideração a incerteza de cada variável independente e a forma de variação da propriedade dependente com cada variável independente, ou seja:

$$\mathrm{IRG} = \left[\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial R}{\partial x_i} w_i\right)^2\right]^{1/2} \tag{6}$$

onde IRG é a incerteza associada ao parâmetro dependentes R e $w_i$é a incerteza associada ao parâmetro independente $x_i$.

### Determinação da incerteza da massa específica, *IRρ*

A massa específica do ar é calculada por:

$$\rho = \frac{P_u M_u}{\bar{R} T} \tag{7}$$

onde $P_u$ é a pressão a montante da seção de teste, $\overline{R}$ é a constante universal dos gases, $M_u$ é a massa molecular do ar e $T$ é a temperatura do ar. Logo,

$$\rho = \rho(P_u, T) \tag{8}$$

Assim o cálculo da incerteza da massa específica resulta em:

$$IR\rho = \left[\left(\frac{\partial\rho}{\partial P_u} IRP_u\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial T} IRT\right)^2\right]^{1/2} \tag{9}$$

ou seja,

$$IR\rho = \rho\left[\left(\frac{IRP_u}{P_u}\right)^2 + \left(\frac{IRT}{T}\right)^2\right]^{1/2} \tag{10}$$

**Determinação da incerteza viscosidade dinâmica, $IR\mu$**

A viscosidade apresentada na Equação 4.5 depende apenas da temperatura. Assim, a incerteza deste parâmetro é dada por:

$$IR\mu = \left[\left(\frac{\partial\mu}{\partial T} IRT\right)^2\right]^{1/2} \tag{11}$$

que resulta em:

$$IR\mu = \left[\left((k_2 - 2k_3 T)10^{-6} IRT\right)^2\right]^{1/2} \tag{12}$$

**Determinação da incerteza da velocidade média do escoamento, $IR\overline{V}$**

A velocidade média do escoamento no orifício de passagem é calculada por:

$$\overline{V} = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \tag{13}$$

Então,

$$\overline{V} = \overline{V}(\dot{m}, \rho, d) \tag{14}$$

e, portanto,

$$IR\overline{V} = \overline{V}\left[4\left(\frac{IRd}{d}\right)^2 + \left(\frac{IR\rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{IR\dot{m}}{\dot{m}}\right)^2\right]^{1/2} \tag{15}$$

**Determinação da incerteza da pressão adimensional, *$IRP_{adm}$***

A pressão manométrica adimensional sobre o disco frontal é dada pela seguinte expressão:

$$P_{adm}(r) = \frac{p(r)}{\rho\overline{V}^2/2} \tag{16}$$

Seguindo o mesmo procedimento adotado para as demais variáveis, a incerteza da pressão sobre o disco frontal é dada por:

$$IRP_{adm} = P_{adm}\left[\left(\frac{IRp}{p}\right)^2 + \left(\frac{IR\rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{IR\overline{V}}{\overline{V}}\right)^2\right]^{1/2} \tag{17}$$

**Determinação da incerteza do número de Reynolds, *IRRe***

Adotando o mesmo procedimento para o número de Reynolds,

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\mu\pi d} \tag{18}$$

tem-se:

$$IRRe = Re\left[\left(\frac{IR\dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{IR\mu}{\mu}\right)^2 + \left(\frac{IRd}{d}\right)^2\right]^{1/2} \tag{19}$$

**Determinação da incerteza do afastamento adimensional, *IRs/d***

Adotando o mesmo procedimento para o número de Reynolds,

$$\mathrm{s/d} = \frac{\mathrm{s}}{\mathrm{d}} \tag{20}$$

tem-se:

$$\mathrm{IRs/d} = \mathrm{s/d}\left[\left(\frac{\mathrm{IRs}}{\mathrm{s}}\right)^2 + \left(\frac{\mathrm{IRd}}{\mathrm{d}}\right)^2\right]^{1/2} \tag{21}$$

**Determinação da incerteza através da distribuição retangular**

Para os casos onde o número de dados é pequeno, pode-se adotar uma função de distribuição retangular, usando-se o desvio máximo entre os dados para estimar a incerteza do resultado,

$$I_{dist\ retang} = \frac{DESVIO\ MÁXIMO/2}{\sqrt{3}} \tag{22}$$

**Combinação de incertezas**

Para os casos em que a distribuição retangular é usada, a incerteza final é dada pela combinação da incerteza obtida da distribuição retangular com a incerteza do parâmetro, da seguinte forma:

$$\mathrm{I_{final}} = \sqrt{\mathrm{I_{dist\ retang}}^2 + \mathrm{I_{paramêtro\ calculado}}^2} \tag{23}$$

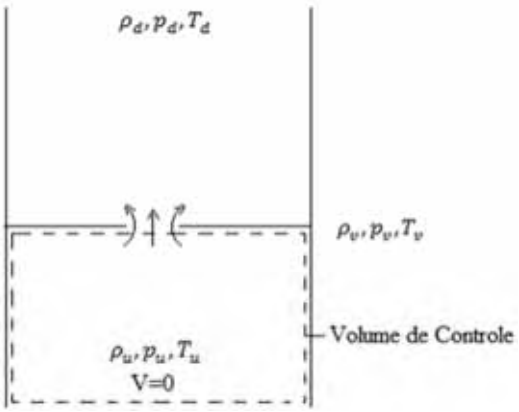
# APÊNDICE D – COEFICIENTE DE DESCARGA E ÁREA EFETIVA DE FORÇA

O coeficiente de descarga indica a relação existente entre a vazão real e a vazão em um orifício, considerando o escoamento sem perdas. Considerando o escoamento na configuração mostrada na Figura 82, assumindo as seguintes hipóteses:

- Escoamento unidimensional, isentrópico, n=k;
- Escoamento em regime permanente;
- Condições de estagnação à montante;
- Comportamento de gás ideal para o fluido.

pode-se aplicar a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle mostrado.

Figura 82 – Escoamento Isentrópico em um orifício




Fonte: Andreotti (2013)

Para condições de estagnação à montante, a primeira lei da termodinâmica fornece;

$$h_u = h + \frac{V_v^2}{2} \tag{24}$$

Para gás ideal com calor específico constante, a variação de entalpia pode ser escrita como:

$$h_u - h = C_P(T_U - T) \tag{25}$$

Assim, a equação 24 transforma-se em:

$$V_v = \sqrt{2C_P(T_U - T_V)} \tag{26}$$

e a vazão mássica no orifício pode ser calculada por:

$$\dot{m}_v = \rho_v A_v V_v \tag{27}$$

A massa específica no orifício pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$\rho_v = \frac{\rho_u}{\left[1+\frac{1}{2}(k-1)Ma^2\right]^{\frac{1}{k-1}}} \tag{28}$$

onde $Ma=V_v/c$ é o número de Mach e $c = \sqrt{k\bar{R}T}$ é a velocidade do som. Assim, assumindo escoamento isentrópico, obtém-se a vazão isentrópica no orifício:

$$\dot{m}_{th} = \rho_V A V_V = \frac{\rho_u}{\left[1+\frac{1}{2}(k-1)M^2\right]^{\frac{1}{k-1}}} \times \sqrt{2RT_u \frac{k}{k-1}\left(1 - \left(\frac{P_V}{P_U}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)} \times \frac{\pi d^2}{4} \tag{29}$$

onde $p_u$ é a pressão a montante do difusor radial ou da válvula, $T_u$ é a temperatura do escoamento e $P_v$ é adotada como sendo a pressão na saída do escoamento, ou seja, a pressão atmosférica. O coeficiente de descarga é a razão entre a vazão real do escoamento e a vazão isentrópica no orifício:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{th}} \tag{30}$$

A área efetiva de força é calculada da seguinte forma:

$$A_{ef} = F * \Delta P \tag{31}$$

Sendo que F é a força atuante na palheta, ΔP é a diferença de pressão no centro do difusor. A força é calculada como sendo:

$$F=\sum_{0}^{d/2} 2\pi * p(x) * x * \Delta x \tag{32}$$