

SÉRGIO ANTÔNIO ANHÊ JÚNIOR

**INVESTIGAÇÃO NÚMERICA E EXPERIMENTAL DO
ESCOAMENTO EM VÁLVULAS DE COMPRESSORES
HERMÉTICOS**

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de Ciências Térmicas

Unesp – Campus de Ilha Solteira

Orientador: Prof. Dr. José Luiz Gasche

Ilha Solteira – SP
2010

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Investigação Numérica e Experimental do Escoamento em
Válvulas de Compressores Herméticos**

Sérgio Antônio Anê Júnior

Orientador: Prof. Dr. José Luiz Gasche

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia - UNESP – Campus de Ilha
Solteira, para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.

Área de Conhecimento: Ciências Térmicas

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP - Ilha Solteira.

- A596i Anhê Junior, Sérgio Antônio.
Investigação numérica e experimental do escoamento em válvulas de compressores herméticos / Sérgio Antônio Anhê Junior. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2010
104 f. : il.
- Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de Conhecimento: Ciências Térmicas, 2010
- Orientador: José Luiz Gasche
Bibliografia: f. 86-89
1. Compressores - Válvulas. 2. Difusor radial. 3. Método dos volumes finitos.
4. Área efetiva de força. 5. Área efetiva de escoamento.



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

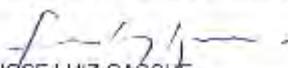
CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Investigação numérica e experimental do escoamento em válvulas de compressores herméticos

AUTOR: SÉRGIO ANTONIO ANHÉ JÚNIOR

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. ANDRÉ LUIZ SEIXLACK

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. ODENIR DE ALMEIDA

Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Federal de Uberlândia - Uberlândia/MG

Data da realização: 28 de junho de 2010.

AGRADECIMENTOS

A todos da empresa TECUMSEH por terem financiado e acreditado na seriedade deste trabalho.

Ao meu orientador José Luiz Gasche pela grande cooperação, incentivo e auxílio em todos os momentos do desenvolvimento deste trabalho.

Ao técnico Reginaldo por toda atenção, paciência e colaboração no desenvolvimento da bancada experimental

Aos colegas de república e colegas do Laboratório de Simulação Computacional em Ciências Térmicas, pelos momentos dedicados juntamente comigo no desenvolvimento do trabalho, e também pelos momentos de descontração extremamente importantes.

Por último, mas não menos importante, agradeço aos meus pais Sérgio e Vera, meus irmãos Ana e Bruno, pelas orações e compreensão nos momentos de ausência. Também agradeço à minha companheira Kelly, pelo amor incondicional, atenção, carinho e presença constante em todos os momentos. Não há palavras para mostrar o quanto agradecido eu sou a vocês.

RESUMO

O presente trabalho refere-se à investigação experimental e numérica do escoamento em difusores radiais, que são usados como modelos de representação de sistemas de válvulas de compressores de refrigeração. Uma bancada experimental é projetada, construída e validada para medir a distribuição de pressão, sobre o disco frontal de um difusor radial de razão de diâmetro 3, para números de Reynolds de 1500 a 9000 e afastamento entre os discos frontal e anterior variando de 0,415mm a 0,705mm aproximadamente. Paralelamente, desenvolve-se um código computacional, baseado na metodologia de Volumes Finitos para malhas desencontradas, para simular o escoamento na geometria do difusor radial. O código computacional é primeiramente validado por meio dos resultados experimentais obtidos da bancada construída. Após sua validação, o código é usado para analisar o escoamento em um difusor de razão de diâmetro igual a 1,4, para números de Reynolds variando de 500 a 2500 e afastamento entre discos na fixa de 0,125 a 1,0mm. Os resultados numéricos mostram o surgimento de recirculação extendendo-se em toda região do difusor. Além disso, os resultados de perfil de pressão sobre o disco frontal fornecem forças e quedas totais de pressão no difusor que aumentam com o número de Reynolds e afastamento entre disco. Esse comportamento produz um ponto de mínima área efetiva de força localizado na faixa de $0,25 \leq r/d \leq 0,5$, para números de Reynolds variando de 500 a 1500. Para número de Reynolds mais elevados, $1750 \leq Re \leq 2500$, a área efetiva de força sempre aumenta com o aumento do afastamento entre discos. A área efetiva de escoamento, outro parâmetro de interesse para a simulação do compressor, apresenta um crescimento linear com o afastamento entre discos, independentemente do número de Reynolds avaliado.

Palavras-Chave: Compressor. Válvula. Difusor Radial. Volumes Finitos. Área Efetiva de Força. Área Efetiva de Escoamento

ABSTRACT

In this work, an experimental and numerical investigation of the flow in radial diffusers representing the valve system of refrigeration compressor is accomplished. An experimental bench is designed, build, and validated allowing the measurement of the pressure distribution on the frontal disk surface of a radial diffuser with diameter ratio equal to 3, for Reynolds number varying from 1500 to 9000 and distances between disks in the ranges of 0.415 to 0.705mm. In addition, a computational code based on the Finite Volume Methodology for staggered mesh is developed in order to simulate the flow through the radial diffuser. The computational code is firstly validated by using the experimental data obtained from the experimental bench. After its validation, the code is used for analyzing the flow through a radial diffuser with diameter ratio equal to 1.4, for Reynolds numbers varying from 500 to 2500 and distance between disks in the range of 0.125 a 1.0 mm. The numerical results showed recirculation regions extending through the whole diffuser for the majority of the analyzed cases. The pressure profiles on the frontal disk surface produce forces and total pressure drops through the diffuser that increase with both Reynolds number and distance between disks. There is a minimum effective force area in the range of $0.25 \leq r/d \leq 0.5$, for Reynolds numbers varying from 500 a 1500. For higher Reynolds numbers, $1,750 \leq Re \leq 2,500$, the effective force area always increases for increasing distance between disks. The effective flow area, another parameter used for simulating the compressor, increases linearly with the distance between disks, independently of the Reynolds number.

Keywords: Compressor. Valve. Radial Diffuser. Finite Volume. Effective Force Area. Effective Flow Area

LISTA DE FIGURAS

	Páginas
Figura 1.1 :	Esquema de um compressor alternativo. 17
Figura 1.2 :	Difusor radial 18
Figura 2.1:	Domínio computacional usado por Matos, Prata e Deschamps (2000) 25
Figura 3.1 :	Difusor radial 27
Figura 3.2 :	Bancada Experimental 28
Figura 3.3:	Diferentes vistas da bancada experimental:(a) Tanques de armazenamento, 29 (b) Vista geral da bancada, (c) Válvulas reguladoras, (d) Medidor de Vazão
Figura 3.3cont :	Diferentes vistas da bancada experimental:(e) Seção de teste 30
Figura 3.4 :	Vista geral da secção de testes. 30
Figura 3.5 :	Disco anterior representando o assento do sistema de válvula. 31
Figura 3.6 :	Esquema da palheta 32
Figura 3.7 :	Dispositivo de ajuste fino de paralelismo do disco frontal. 33
Figura 3.8 :	Tela principal do programa de monitoramento e aquisição. 35
Figura 3.9 :	Sensibilidade da pressão sobre o disco frontal com o afastamento 38
Figura 3.10 :	Perfis adimensionais de pressão para $Re=2002$ e $s=0,415$ mm. 41
Figura 3.11 :	Perfis adimensionais pressão para $Re=2003$ e $s=0,705$ mm. 42
Figura 3.12 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=1500$ e $s=0,415$ mm. 43
Figura 3.13 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=2002$ e $s=0,415$ mm. 43
Figura 3.14 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=2504$ e $s=0,418$ mm. 44
Figura 3.15 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=2501$ e $s=0,701$ mm. 44
Figura 3.16 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=2003$ e $s=0,705$ mm. 45
Figura 3.17 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=2504$ e $s=0,705$ mm. 45
Figura 3.18 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=3001$ e $s=0,418$ mm. 47

Figura 3.19 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=4009$ e $s=0,418mm$.	47
Figura 3.20 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=5010$ e $s=0,418mm$.	48
Figura 3.21 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=6007$ e $s=0,418mm$	48
Figura 3.22 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=3004$ e $s=0,705mm$	49
Figura 3.23:	Perfis adimensionais experimental para $Re=5010$ e $s=0,705mm$.	49
Figura 3.24 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=7016$ e $s=0,705mm$.	50
Figura 3.25 :	Perfis adimensionais experimental para $Re=9014$ e $s=0,705mm$.	50
Figura 4.1 :	Difusor Radial	53
Figura 4.2 :	Teste de malha para $Re=2500$ e $s=0,705mm$.	55
Figura 4.3 :	Teste de malha para $Re=2500$ e $s=0,705mm$.	55
Figura 4.4 :	Malha computacional de 212×242 usada para analisar o escoamento	56
Figura 4.5 :	Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=1505$ e $s=0,415mm$.	57
Figura 4.6 :	Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=2008$ e $s=0,415mm$.	57
Figura 4.7 :	Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=2505$ e $s=0,418mm$.	58
Figura 4.8 :	Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=1502$ e $s=0,701mm$	59
Figura 4.9 :	Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=2003$ e $s=0,705mm$.	59
Figura 4.10 :	Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=2500$ e $s=0,705mm$.	63
Figura 4.11 :	Perfis de pressão para diferentes malhas	63
Figura 4.12 :	Perfis adimensionais de pressão para $s=1,0mm$	63
Figura 4.13 :	Perfis adimensionais de pressão para $s=0,75mm$	64
Figura 4.14 :	Perfis adimensionais de pressão para $s=0,5mm$	64
Figura 4.15 :	Perfis adimensionais de pressão para $s=0,25mm$	65
Figura 4.16 :	Perfis adimensionais de pressão para $s=0,125mm$	65
Figura 4.17 :	Comportamento da pressão dimensional máxima ($r/d=0$) em função do número de Reynolds e do afastamento.	66

Figura 4.18 :	Comportamento da energia cinética por unidade de volume em função do número de Reynolds.	66
Figura 4.19 :	Comportamento da pressão adimensional máxima ($r/d=0$) em função do número de Reynolds.	67
Figura 4.20 :	Linhas de corrente para $s=1,0\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$	68
Figura 4.21 :	Linhas de corrente para $s=0,75\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$	69
Figura 4.22 :	Linhas de corrente para $s=0,5\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$	70
Figura 4.23 :	Linhas de corrente para $s=0,25\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$	71
Figura 4.24 :	Linhas de corrente para $s=0,125\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$	72
Figura 4.25:	Domínio estendido do difusor radial	73
Figura 4.26 :	Perfil adimensional de pressão considerando os dois domínios de cálculo para $Re=1500$ e $s=1,0\text{mm}$	74
Figura 4.27 :	Perfil adimensional de pressão considerando os dois domínios de cálculo para $Re=500$ e $s=1,0\text{mm}$	74
Figura 4.28 :	Linhas de corrente considerando $Re=1500$ e $s=1,0\text{mm}$ para a) domínio original e b) domínio estendido	75
Figura 4.29 :	Linhas de corrente considerando $Re=500$ e $s=1,0\text{mm}$ para a) domínio original e b) domínio estendido	76
Figura 4.30 :	Linhas de corrente considerando $Re=1500$ e $s=1,0\text{mm}$ para a) domínio original e b) domínio estendido	77
Figura 4.31 :	Linhas de corrente considerando $Re=500$ e $s=1,0\text{mm}$ para a) domínio original e b) domínio estendido	78
Figura 4.32 :	Força adimensional em função do número de Reynolds	79
Figura 4.33 :	Área efetiva de força adimensional em função do número de Reynolds	79
Figura 4.34 :	Diferencial de pressão através da válvula em função do número de Reynolds e espaçamento	80
Figura 4.35 :	Área efetiva de força adimensional em função do afastamento	81
Figura 4.36 :	Área efetiva de escoamento adimensional em função do número de Reynolds	81
Figura 4.37 :	Área efetiva de escoamento adimensional em função do afastamento	82
Figura A.1 :	Detalhe do orifício da placa.	90

Figura A.2 :	Tomada de pressão	91
Figura B.1 :	Calibração da placa de orifício	92
Figura D.1 :	Orifício equivalente	101
Figura D.2 :	Escoamento isentrópico no orifício	102

LISTA DE TABELAS

		Páginas
Tabela 1.1	Distribuição de pressão sobre o disco frontal para $D/d = 3$; (reproduzida de Matos, 2002).	19
Tabela 3.1 :	Incertezas experimentais para $Re=2500$ e $s=0,418$ mm	39
Tabela 3.2 :	Incertezas experimentais para $Re=1500$ e $s=0,418$ mm	39
Tabela 3.3 :	Incertezas experimentais para $Re=2507$ e $s=0,705$ mm	40
Tabela 3.4 :	Incertezas experimentais para $Re=1500$ e $s=0,705$ mm	40
Tabela 4.1 :	Valores comparativos entre áreas efetivas de escoamento para diferentes casos	61
Tabela 4.2 :	Valores comparativos entre áreas efetivas de força para diferentes casos	62
Tabela C.1:	Incertezas dos parâmetros primários	95
Tabela C.2:	Resultado das medições do diâmetro	96
Tabela C.3 :	Resultados das medições do diâmetro da esfera	96

LISTA DE SÍMBOLOS

A_{ee}	área efetiva de escoamento
A_{ef}	área efetiva de força
C	coeficiente de descarga
C_p	calor específico
d	diâmetro interno da tubulação
d_{or}	diâmetro do orifício do medidor de vazão
D_p	diferencial de pressão através da válvula
D	diâmetro da palheta
e	espessura da placa de orifício
E	fator de velocidade de aproximação
F	força resultante sobre a palheta
h	entalpia
k	C_p/C_v , para o ar $k=1,4$
L	comprimento do assento
m	grau do polinômio de ajuste
\dot{m}	fluxo de massa
M	massa molecular do ar (28,98 kg/kg mol)
N	número de medidas da variável dependente
p	pressão dimensional
p_{adm}	pressão adimensional
p_u	pressão absoluta a montante da placa de orifício
Pe	número de Peclet

r	posição radial da palheta
\bar{R}	constante universal dos gases (8314,3 J/kg mol K)
Re	número de Reynolds no orifício de passagem
s	afastamento da palheta
S	desvio padrão
$t_{v,p}$	coeficiente de student
T	temperatura ambiente
T_u	temperatura a montante do orifício
u	componente da velocidade na direção circunferencial
v	componente da velocidade na direção radial
V	tensão dos transdutores
\bar{w}	velocidade média
Δp	diferencial de pressão através da placa de orifício
β	relação entre diâmetros do orifício medidor de vazão e o diâmetro da tubulação
μ	viscosidade dinâmica do ar
ρ	massa específica do ar
ν	grau de liberdade do ajuste

SUMÁRIO

	Páginas
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	16
1.1 Considerações Iniciais	16
1.2 Objetivos	20
CAPÍTULO 2 - REVISÃO DE LITERATURA	21
2.1 Escoamento em Válvulas de Compressores	21
CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA EXPERIMENTAL	27
3.1 Descrição do Aparato Experimental	27
3.2 Secção de Testes	30
3.3 Instrumentação	33
Medidas de temperatura	33
Medidas de pressão	34
Medidas de Deslocamento	34
3.4 Procedimento Experimental	36
3.5 Resultados Experimentais	41
Testes Preliminares	41
Validação da Bancada Experimental	42
Perfis Adimensionais de Pressão para Escoamentos Turbulentos	46
CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA E VALIDAÇÃO NUMÉRICA	52
4.1 Formulação do Problema	52
Malha Computacional	54
4.2 Validação do Código Computacional	56
Validação por Meio do Perfil de Pressão	56
Validação por Meio das Áreas Efetivas de Escoamento e de Força	61
4.3 Análise Numérica do Escoamento para outro Difusor	62
Parâmetros de Eficiência	80
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES	85
Sugestões para futuros trabalhos	86
Referências	87
APÊNDICE A - MEDIDOR DE VAZÃO	91
A.1 Características do Medidor de Vazão	91

APÊNDICE B - CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO	93
B.1 Placa de Orifício	93
B.2 Transdutor de pressão do disco frontal e transdutor de pressão à montante da placa de orifício	95
APÊNDICE C - ANÁLISE DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	96
C.1 Incerteza associada a medição dos parâmetros primários	96
C.2 Incerteza associada à determinação dos parâmetros dependentes	98
C.2.1 Determinação de IR_{ρ}	98
C.2.2 Determinação de IR_{μ}	98
C.2.3 Determinação de $IR_{\bar{w}}$	98
C.2.4 Determinação de IR_p	100
C.2.5 Determinação de IR_{Re}	101
APÊNDICE D - PARÂMETROS DE EFICIÊNCIA	102
D.1 - Área Efetiva de Escoamento	102
D.2 Área Efetiva de Força	104

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Compressores alternativos são responsáveis pelo escoamento e aumento da pressão do fluido refrigerante em sistemas de refrigeração. A faixa de aplicação desse tipo de compressor é ampla, podendo ser encontrados tanto em refrigeradores domésticos como em instalações industriais de grande porte.

Considerando a limitação na disponibilidade energética em nível mundial, a preocupação de aumentar a eficiência destes equipamentos está cada vez mais presente entre fabricantes e consumidores. Além disso, em função do crescimento da consciência ambiental dos consumidores, equipamentos de elevada eficiência energética têm sido muito valorizados e competitivos no mercado.

Atualmente, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os mais utilizados pela indústria de refrigeração. Dos componentes desse tipo de sistema, o compressor é o responsável pelas maiores irreversibilidades do sistema, chegando a 70% (RASMUSSEN; JAKOBSEN, 2000), sendo essa a principal razão pela qual os compressores alternativos têm sido foco de muitas pesquisas. Desta forma, um pequeno aumento da eficiência do compressor pode produzir um grande aumento na eficiência do sistema como um todo.

Um esquema simplificado de um compressor alternativo é ilustrado na Figura 1.1, incluindo o sistema de acionamento, o pistão, o cilindro, o sistema de válvulas e as câmaras de sucção e de descarga.

A compressão nesse tipo de compressor é realizada pelo deslocamento linear e alternado do pistão. As válvulas de sucção e de descarga são responsáveis, respectivamente, pela retenção e passagem do fluido refrigerante da câmara de sucção para o cilindro e do cilindro para a câmara de descarga. De maneira geral, o projetista busca válvulas com resposta rápida, tanto na abertura como em seu fechamento, que produzam uma pequena perda de carga e que restrinjam ao máximo o refluxo do gás.

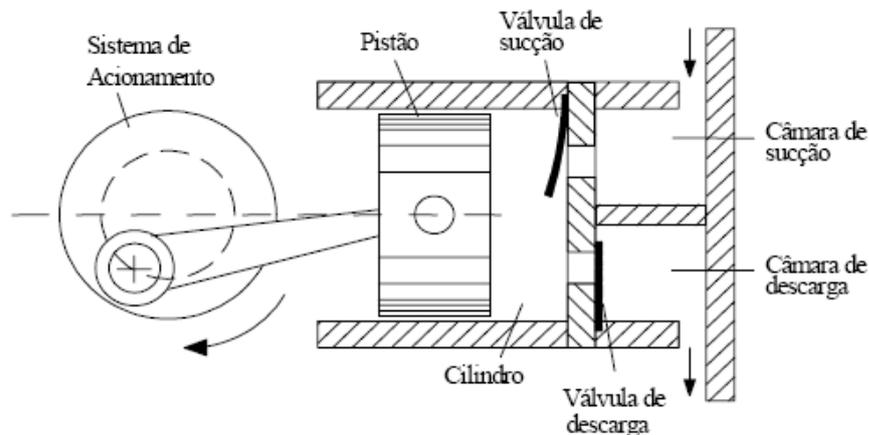


Figura 1.1 – Esquema de um compressor alternativo.

A diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga comanda inicialmente a abertura e o fechamento das válvulas. Uma vez abertas, a dinâmica dessas válvulas é controlada pela força resultante do campo de pressão do próprio escoamento. Por essa razão, válvulas desse tipo são usualmente denominadas válvulas automáticas. Fica evidente, portanto, que para o correto dimensionamento desse tipo de válvula, necessita-se conhecer profundamente as características do escoamento e a influência de parâmetros físicos sobre o seu comportamento. Uma maneira eficiente para se estudar o comportamento das válvulas é através de simulações numéricas do escoamento através das válvulas.

Até o final do século XVIII e parte do século XIX, os métodos de projeto de compressores eram principalmente de natureza empírica. Apenas no final do século XIX os procedimentos foram complementados com algum conhecimento teórico.

Na últimas décadas, com o acesso a computadores de maior velocidade e de grande capacidade de memória, ocorreu um enorme progresso na simulação numérica do compressor, possibilitando uma melhoria acentuada em seu projeto. O sistema de válvulas passou a ser investigado com profundidade por ser um componente importante no compressor.

Dada a complexidade geométrica do sistema de válvulas, modelos simplificados como os difusores radiais têm sido adotados para fins de estudo tanto do ponto de vista experimental, como de simulação numérica do escoamento. A Figura 1.2 mostra a geometria de um difusor radial com os principais parâmetros que afetam o escoamento. Observa-se que o fluido entra pelo orifício de passagem de diâmetro d e, após ser defletido pelo disco frontal

de diâmetro D , escoam radialmente entre as superfícies dos dois discos. Nesse tipo de modelo, o disco frontal e o disco anterior representam a palheta e o assento da válvula, respectivamente.

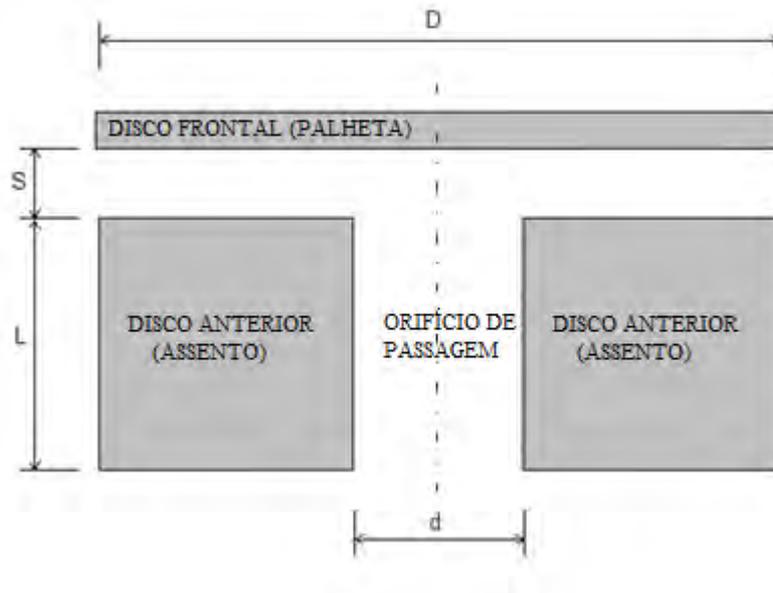


Figura 1.2 – Difusor radial.

O afastamento s/d entre os discos tem um papel extremamente importante na configuração do escoamento. Ferreira e Driessen (1986) apresentaram uma tentativa de classificação dos padrões do escoamento e da respectiva distribuição de pressão sobre o disco frontal, de acordo com faixas de valores de s/d , conforme ilustra a Tabela 1.1.

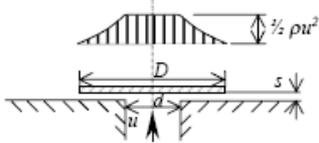
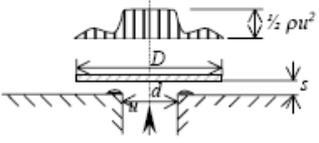
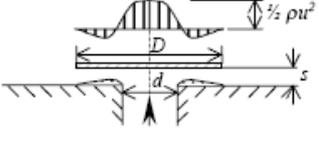
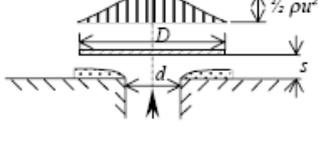
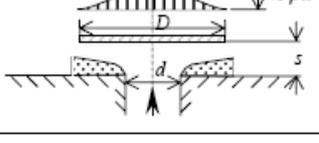
Para uma distância s/d relativamente pequena e um número de Reynolds relativamente baixo, o escoamento radial, em regime permanente, é laminar e a queda da pressão na direção radial é devida predominantemente a efeitos viscosos. Com o aumento da distância entre os discos, o escoamento eventualmente separa-se na entrada do difusor, formando regiões de recirculação.

O número de Reynolds pode exceder um valor crítico, com o aumento da vazão, e o escoamento turbulento pode surgir em alguma região após a entrada do difusor. A velocidade diminui ao longo do difusor devido ao aumento da área da seção transversal e, para relações D/d elevadas, pode alcançar níveis suficientemente baixos para uma transição reversa de escoamento turbulento para laminar.

Com o aumento da vazão, o regime turbulento pode ocorrer ao longo de todo o escoamento, ocorrendo a predominância dos efeitos de inércia sobre os viscosos na determinação da distribuição de pressão. Cabe mencionar que os gradientes de pressão ao longo do difusor podem ser tanto positivos como negativos, dependendo do número de Reynolds e da geometria do difusor (D/d e s/d). Valores negativos de pressão (em relação à

pressão na descarga) podem acontecer sobre o disco frontal (palheta) ao longo do difusor, podendo resultar até mesmo em uma força de atração entre os discos, um efeito indesejável em válvulas.

Tabela 1.1-Distribuição de pressão sobre o disco frontal para $D/d = 3$; (reproduzida de Matos, 2002).

Afastamento da válvula	Distribuição de pressão na palheta	Tipo de escoamento
$s/d < 0,02$		Laminar
$0,02 < s/d < 0,05$		Anular e pequena região de separação
$0,05 < s/d < 0,5$		Anular e grande região de separação
$0,5 < s/d < 1,0$		Separação completa com deflexão de 90° do escoamento principal
$s/d > 1,0$		Separação completa com deflexão inferior a 90°

Essa descrição demonstra a complexidade desse escoamento mesmo considerando uma geometria simples como o difusor radial para representar o sistema de válvulas.

Em função desta complexidade do escoamento, todos os esforços, sejam de natureza teórica/numérica ou experimental, que tenham como objetivo aperfeiçoar e aprofundar o conhecimento dos fenômenos físicos presentes neste problema, são importantes para o desenvolvimento do sistema de válvulas.

O estudo da dinâmica do movimento da palheta, considerando sua geometria real, assim como o fenômeno de interação fluido-estrutura ainda não foi realizado. Esses aspectos abrem amplas possibilidades para o aperfeiçoamento do sistema de válvulas.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é iniciar o desenvolvimento de uma bancada experimental com a função de estudar o problema de interação fluido-estrutura em válvulas de compressores num futuro próximo.

Neste trabalho, projetou-se, construiu-se, e testou-se uma bancada experimental para o estudo do escoamento em um difusor radial, ainda sem incorporar a possibilidade de estudar o problema da interação fluido-estrutura.

Inicialmente a bancada foi validada pela comparação dos resultados de distribuição de pressão sobre o disco frontal com os dados experimentais disponíveis na literatura.

Os dados experimentais também foram confrontados com resultados obtidos da simulação numérica do escoamento por meio da metodologia de Volumes Finitos.

Finalmente, após a validação do código computacional, mediante a comparação com os resultados experimentais, realizou-se a simulação numérica de um difusor radial com características geométricas diferentes. O objetivo é produzir resultados para as áreas efetivas de escoamentos e de força, que são parâmetros importantes para a simulação do funcionamento do compressor por inteiro.

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA

No presente capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica sobre os principais trabalhos que abordam o escoamento em válvulas de compressores herméticos de refrigeração. Descreve-se resumidamente o que tem sido investigado sobre o assunto desde a década de 80 com a intenção de posicionar o presente trabalho nesse contexto.

2.1 Escoamento em Válvulas de Compressores

Atualmente, a maioria dos trabalhos publicados a respeito de pesquisas e desenvolvimentos sobre válvulas de compressores alternativos são encontrados em anais de congresso, dissertações de mestrado e teses de doutorado. Uma quantidade menor de trabalhos é publicada em revistas científicas internacionais de maior circulação. Esse quadro provavelmente ocorre devido ao sigilo industrial empregado pelos fabricantes de compressores, pois a maioria dos desenvolvimentos é realizada nos setores de pesquisas das empresas, que não divulgam amplamente à comunidade científica os avanços conseguidos. Os principais congressos realizados com o foco principal em compressores de refrigeração são o *International Compressor Engineering Conference at Purdue* e o *European Forum for Reciprocating Compressors*.

Esses congressos são referências para pesquisadores e fabricantes de compressores de refrigeração, nos quais são apresentados trabalhos com os principais avanços obtidos em pesquisas realizadas a respeito da concepção de novos compressores de refrigeração e aprimoramento de todos os componentes em relação aos já existentes.

Com relação ao projeto de válvulas de compressores alternativos, as pesquisas esbarram nas dificuldades em modelar todos os fenômenos físicos presentes devido à complexidade do escoamento. Assim, modelos simplificados, como o difusor radial, têm sido adotados como base para sua investigação.

Uma vasta revisão bibliográfica sobre trabalhos que abordam estudos a respeito de escoamentos em difusores radiais pode ser encontrada em Souto (2002). Como destaca o autor, até o início da década de 70, as análises teóricas voltavam-se para a solução das

equações governantes do escoamento de forma analítica, empregando hipóteses simplificativas que restringiam a solução a situações com números de Reynolds baixos (LIVESEY; 1960; MOLLER, 1963; TAKENAKA; YAMAN; IWAMIZU, 1964; KILLMAN, 1972). Posteriormente a esse período, a quase totalidade dos trabalhos teóricos passou a adotar metodologias numéricas para a solução das equações, representando o escoamento de forma mais adequada, mesmo para números de Reynolds elevados. Com relação às investigações experimentais, nota-se uma predominância de dados de distribuição de pressão sobre o disco frontal para a condição de escoamento estacionário.

Ferreira e Driessen (1986) analisaram experimentalmente o comportamento do escoamento para diversas geometrias de difusores radiais. Foi analisada a influência dos parâmetros geométricos sobre áreas efetivas de escoamento e de força. Os autores apresentaram uma caracterização do escoamento e da distribuição de pressão sobre o disco frontal em função do afastamento entre os discos.

O escoamento bidimensional laminar em um difusor radial foi estudado numericamente por Piechna e Meier (1986), utilizando a técnica de Elementos Finitos. Além do regime permanente, o escoamento foi também resolvido para a condição de regime transiente, impondo um movimento periódico para o disco frontal para baixos números de Reynolds. Os autores observaram uma região de separação do escoamento na entrada do difusor, fortemente afetada pelo movimento do disco.

Em uma investigação numérica com validação experimental do escoamento laminar e incompressível em difusores radiais usando o método de Volumes Finitos, Ferreira, Prata e Deschamps (1987) notaram que, para os maiores afastamentos, a distribuição de pressão apresenta uma região negativa, podendo haver a atuação de uma força de atração entre os discos frontal e inferior.

Deschamps, Ferreira e Prata (1987) analisaram numericamente o escoamento para diferentes comprimentos de orifício de passagem, para diferentes condições de afastamento e para vários números de Reynolds. Os autores não observaram influência do comprimento do orifício de passagem sobre a distribuição de pressão e força sobre o disco frontal.

Deschamps, Ferreira e Prata (1988) apresentaram uma investigação numérica, utilizando o método dos volumes finitos, do escoamento laminar e incompressível em um difusor radial. Os autores analisaram a influência do raio de arredondamento na saída do orifício de passagem sobre a força axial adimensional e sobre o comportamento das áreas efetivas de força e de escoamento. Os resultados apresentados mostraram que, para pequenos afastamentos entre o disco e o assento, a força axial diminui com o aumento do raio de

curvatura, pois a pressão de estagnação na região central também diminui. Porém, para afastamentos maiores, os autores observaram um crescimento na força com o aumento do raio de curvatura. Observaram também que ocorre uma redução da região de recirculação com o aumento do raio de curvatura.

Todescat, Prata e Ferreira (1988) resolveram numericamente, pelo método dos volumes finitos, a transferência de calor em difusores radiais, considerando o disco frontal adiabático. A validação da solução numérica foi realizada experimentalmente usando a analogia entre transferência de calor e massa através da técnica de sublimação do naftaleno.

Ferreira, Prata e Deschamps (1989) analisaram experimental e numericamente o escoamento em difusores radiais e investigaram a distribuição de pressão e a força axial resultante no disco frontal do difusor radial. Também exploraram o efeito de eventuais imperfeições, como a presença de um chanfro no assento na região de entrada do difusor, sobre o comportamento do escoamento. Foi observado que a presença do chanfro suaviza o gradiente de pressão na região de transição, onde o escoamento muda da direção axial para a direção radial, e também diminui o patamar de pressão na região de estagnação. Os autores também verificaram que a distribuição de pressão no disco frontal é extremamente sensível à relação de separação entre os discos inferior e frontal, s/d , e ao número de Reynolds do escoamento, podendo até surgir uma força axial negativa entre os discos para altos valores de Re e s/d .

Com o objetivo de analisar a influência da excentricidade sobre o escoamento, Gasche (1992) analisou experimentalmente e simulou numericamente o escoamento laminar, incompressível e em regime permanente em difusores radiais excêntricos. O autor usou um sistema de coordenadas bicilíndricas tridimensional para escrever as equações governantes e os resultados obtidos numericamente para a distribuição de pressão sobre a palheta mostraram boa comparação com os obtidos experimentalmente. O autor observou que os campos de velocidade e pressão foram sensivelmente modificados devido à excentricidade, entretanto, não houve variação significativa na força resultante sobre o disco frontal, quando comparada à situação de difusores concêntricos.

Outra modificação foi proposta por Possamai, Ferreira e Prata (2001), na qual os autores simularam numericamente um escoamento laminar, incompressível e isotérmico, considerando o disco frontal inclinado. Dados experimentais de distribuição de pressão sobre a palheta foram utilizados para validar a metodologia. O autor verificou que a inclinação do disco frontal altera significativamente os campos de pressão e de velocidade. Mesmo para pequenas inclinações, como $0,1^\circ$, a distribuição de pressão sobre a palheta torna-se altamente

assimétrica, sendo esta tanto maior quanto maior for o número de Reynolds e a distância entre os discos. O autor comenta o surgimento de um momento que tende a alinhar os discos, devido à assimetria da distribuição de pressão sobre a palheta.

Deschamps, et al. (1996) resolveram numericamente o escoamento turbulento em difusores radiais com discos paralelos, utilizando o modelo de turbulência RNG $k - \varepsilon$ de Yakhot e Orzag (1986). A comparação entre os resultados de distribuição de pressão sobre o disco frontal com dados experimentais forneceu um indicativo de que o modelo RNG $k - \varepsilon$ pode prever o escoamento com boa precisão, incluindo picos de pressão negativos não detectados por outros modelos de turbulência $k - \varepsilon$.

Salinas-Casanova (2001) realizou uma análise do escoamento tridimensional turbulento no difusor radial com palheta inclinada, semelhante àquela empregada por Possamai, Ferreira e Prata (2001), e empregando o modelo de turbulência RNG $k - \varepsilon$ de Yakhot e Orzag (1986). Uma atenção especial foi dada à modelagem da viscosidade turbulenta, sendo que a expressão do modelo foi alterada para aquela do modelo $k - \varepsilon$ padrão. Os resultados obtidos com esta modificação apresentaram uma melhor concordância com os dados experimentais.

Souto (2002) analisou numérica e experimentalmente o escoamento turbulento em difusores radiais concêntricos em regime permanente e transiente. O regime transiente foi representado pela imposição de uma vazão variável, mantendo-se fixo o afastamento entre os discos. O autor observou a presença de recirculação na entrada do difusor que se estendia até a saída do difusor para os maiores afastamentos, causando uma assimetria no perfil de velocidades. Dados experimentais de distribuição de pressão sobre o disco frontal, de distribuição de velocidade e grandezas turbulentas na entrada do difusor foram comparados com resultados obtidos da simulação numérica do escoamento com o modelo de turbulência RNG $k - \varepsilon$, apresentando concordância satisfatória.

Os trabalhos apresentados até agora focaram suas atenções somente sobre uma descrição do escoamento, sem considerar o acoplamento entre o escoamento e o movimento da válvula. Como foi visto, Deschamps, Ferreira e Prata (1987, 1988), Gasche (1992) e Possamai, Ferreira e Prata (2001) propuseram modificações na geometria do problema tentando simular configurações mais próximas das que ocorrem na realidade, entretanto ainda consideraram as fronteiras fixas.

Outros autores, porém, adicionaram a modelagem da dinâmica do disco frontal no estudo do escoamento em difusores radiais, mas sem dedicar muita atenção à descrição do escoamento. Machu (1994) propôs um modelo de equações para os movimentos de rotação e

translação da válvula. Khalifa e Liu (1998) utilizaram um sistema unidimensional massa-mola para modelar a dinâmica de válvulas e analisar o efeito de aderência entre válvula e assento devido à formação de um filme de óleo presente em compressores alternativos herméticos de refrigeração.

Utilizando um modelo dinâmico com um grau de liberdade para representar o movimento da válvula, Lopes (1996) considerou pela primeira vez a interação fluido-estrutura entre a dinâmica da válvula e o escoamento. Para isso, o autor propôs um sistema de coordenadas móvel obtido a partir de uma transformação de coordenadas, no qual o domínio físico, que se move com o movimento da válvula, é transformado em um domínio computacional que se mantém inalterado. A solução do escoamento é realizada por meio do método dos volumes finitos e, a partir da distribuição de pressão sobre a válvula, a força sobre a válvula é determinada e um modelo dinâmico unidimensional com um grau de liberdade foi utilizado para determinar seu deslocamento. O autor impôs uma condição periódica de velocidade na entrada para representar o escoamento transiente em um difusor radial com palheta paralela ao assento e concêntrica.

Matos, Prata e Deschamps (2000) utilizaram a metodologia proposta por Lopes (1996) para a simulação do escoamento transiente em difusores radiais com palhetas inclinadas, conforme mostrado na Figura 2.1. Os resultados numéricos foram validados com os resultados numéricos e experimentais obtidos por Possamai, Ferreira e Prata (1995) para o caso de palheta inclinada estacionária. Para imposição do transiente, os autores incluíram, no domínio de cálculo, a face do pistão com uma velocidade definida. Os autores concluíram que os efeitos de turbulência e compressibilidade deveriam ser incluídos no modelo para representação mais realística dos fenômenos físicos presentes.

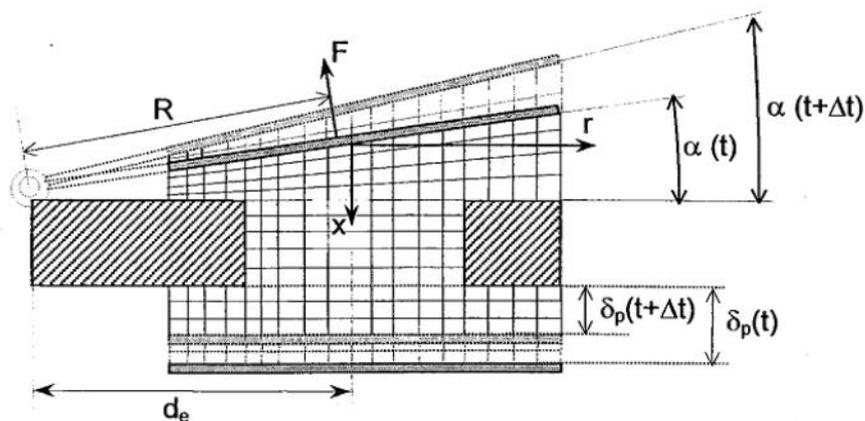


Figura 2.1 – Domínio computacional usado por Matos, Prata e Deschamps (2000).

Matos, Prata e Deschamps (2002) estenderam a mesma metodologia para o estudo de escoamentos turbulentos na mesma configuração geométrica do difusor radial utilizada no trabalho de Lopes (1996) com fluxo de massa periódico na entrada, introduzindo, entretanto, o efeito da compressibilidade do escoamento e utilizando um modelo de turbulência RNG $k - \varepsilon$. Os resultados experimentais para a palheta estacionária obtidos por Salinas-Casanova, Deschamps e Prata (1999) foram utilizados para validar o código computacional e resultados numéricos posteriores foram obtidos com uma condição periódica de velocidade na entrada para representar o escoamento transiente. Os autores observaram a ocorrência de fenômenos geralmente encontrados na dinâmica de válvulas reais, tal como o impacto contra o limitador de movimento da válvula para condição de elevado fluxo de massa.

Posteriormente, Matos, et al. (2006) estenderam seus estudos anteriores e realizaram a simulação numérica do escoamento bidimensional compressível e turbulento que incluía, além do escoamento nas válvulas e a dinâmica das válvulas, também o escoamento no interior dos cilindros, de modo a representar mais fielmente todo o ciclo de compressão.

Os resultados obtidos por Lopes (1996) e Matos, Prata e Deschamps (2000, 2002, 2006) mostraram que a metodologia proposta e utilizada por esses autores representa de forma satisfatória a dinâmica do escoamento e das válvulas de compressores herméticos alternativos.

Como pôde ser visto pela revisão bibliográfica apresentada, muitos pesquisadores se dedicaram, desde à década de 80, para estudar, tanto experimentalmente como numericamente, o escoamento em válvulas de compressores de refrigeração. A geometria do difusor radial com suas variações foi extensivamente utilizada em ambas as metodologias, proporcionando grandes avanços no conhecimento dos fenômenos físicos que ocorrem nesse problema. Entretanto, muitos aspectos ainda necessitam ser melhor investigados, principalmente com relação ao problema de interação fluido-estrutura e com relação à geometria do escoamento que até então ainda é muito simplificada.

Este trabalho insere-se nesse contexto, com a intenção de contribuir com resultados experimentais e numéricos, ainda utilizando a geometria simplificada do difusor radial e sem incluir o problema da interação fluido-estrutura. Entretanto, estes aspectos serão investigados no futuro após validação da bancada experimental que aqui será apresentada.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Este capítulo é dedicado à apresentação da metodologia experimental empregada para o estudo do escoamento em válvulas de compressores de refrigeração. Inicialmente apresentam-se uma descrição da bancada experimental construída e a descrição dos instrumentos de medições usados. Na seqüência, descreve-se o procedimento experimental seguido na execução dos testes. Em seguida, os testes de validação da bancada são apresentados. Finalmente, resultados para escoamento turbulentos são descritos, tendo como parâmetros de investigação a pressão sobre o disco frontal do difusor radial.

3.1 Descrição do Aparato Experimental

O modelo utilizado para representar a válvula de um compressor de refrigeração é o difusor radial, mostrado na Figura 1.2 e rerepresentado na Figura 3.1 para completude do texto.

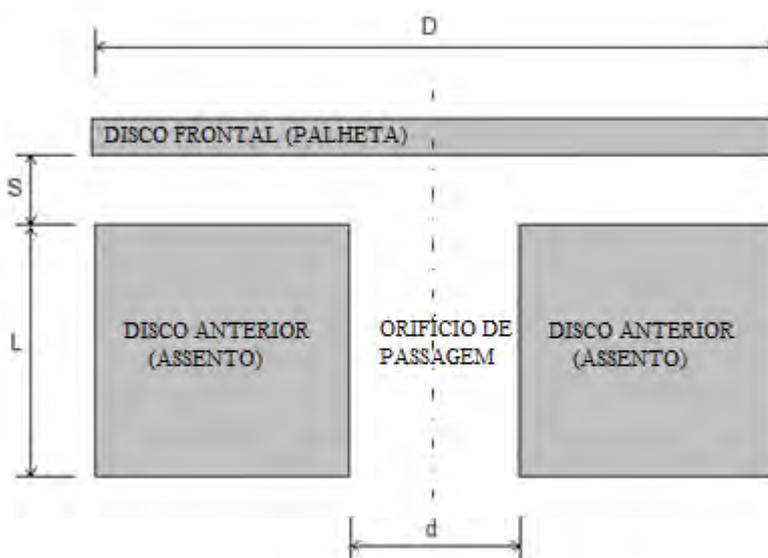


Figura 3.1 - Difusor radial

No difusor radial, o fluido entra pelo orifício de passagem situado no disco anterior (assento), que representa o orifício da placa de válvulas do compressor. Em seguida o fluido

sofre uma deflexão de 90° provocada pela presença do disco frontal, que representa a palheta da válvula, escoando na direção radial até a saída.

A análise experimental do escoamento no difusor radial é realizada por meio da medição da distribuição radial da pressão atuante sobre o disco frontal. Para isso, construiu-se a bancada experimental mostrada na Figura 3.2, na qual foi instalado o difusor radial, fazendo parte da seção de teste localizada na extremidade da bancada.

A bancada experimental é formada por dois tubos de alumínio de 2 m de comprimentos com diâmetro interno de 34,9 mm e diâmetro externo de 38,1 mm, unidos por flanges de alumínio devidamente fixados aos tubos, um medidor de vazão do tipo placa de orifício, uma mesa rígida onde é instalada a seção de testes, instrumentos de medição, dois reservatórios de armazenamento de ar comprimido e dispositivos de controle, conforme ilustra a Figura 3.2.

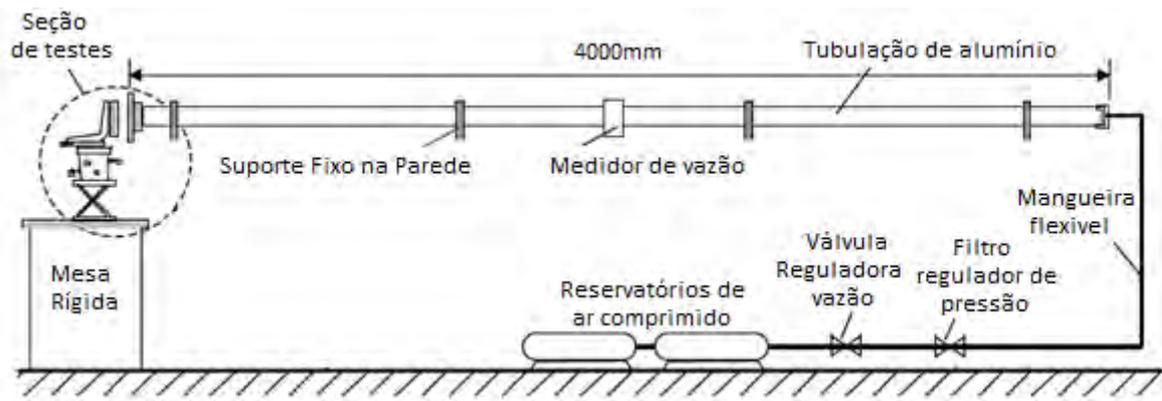


Figura 3.2 – Bancada Experimental.

O fluido de trabalho utilizado é o ar, inicialmente armazenado em dois reservatórios, da marca FARGON, de 500 l de capacidade cada um ligados em série. 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 MPa é usado para abastecer os dois reservatórios.

Na saída dos reservatórios é colocada uma válvula reguladora de vazão unidirecional, da marca FESTO, modelo GR-3\8 e um filtro regulador de pressão, da marca FESTO, modelo LFR-D-MINI. A válvula tem a função de ajustar a vazão de escoamento, enquanto o filtro regulador ajusta a pressão do escoamento, além de filtrar as impurezas do ar. Para conectar os reservatórios à tubulação de alumínio é utilizada uma mangueira flexível.

Dessa forma, o escoamento de ar inicia-se nos reservatórios, passando pelos dispositivos de controle (válvula e filtro) até alcançar a tubulação de alumínio. Na região intermediária da tubulação é instalado um dispositivo de medição de vazão do tipo placa de orifício, cujos detalhes construtivos são apresentados no Apêndice A.

Na outra extremidade da tubulação de alumínio o escoamento encontra a seção de testes, composta pelo difusor radial e sistema de posicionamento, cujos detalhes serão descritos na próxima seção.

A Figura 3.3 mostra uma série de fotografias com diferentes vistas da bancada experimental.



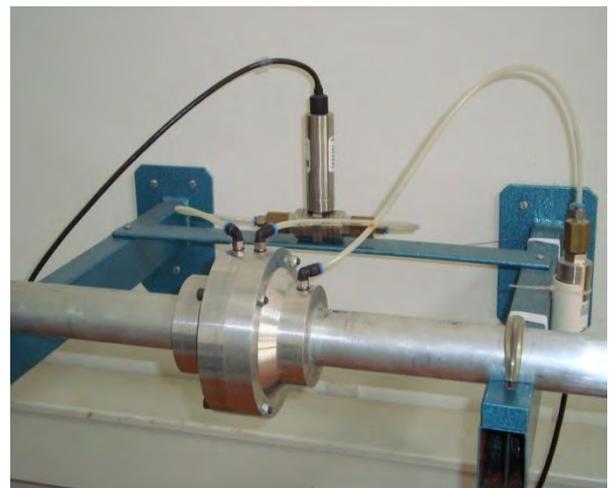
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.3– Diferentes vistas da bancada experimental : (a) Tanques de armazenamento, (b) Vista geral da bancada, (c) Válvulas reguladoras, (d) Medidor de Vazão.



(e)

Figura 3.3 cont– Diferentes vistas da bancada experimental :(e) Seção de teste

3.2 Secção de Testes

A secção de teste é formada pelo difusor radial e um sistema rígido de mesas de deslocamento para posicionamento do disco frontal, conforme ilustra a Figura 3.4.

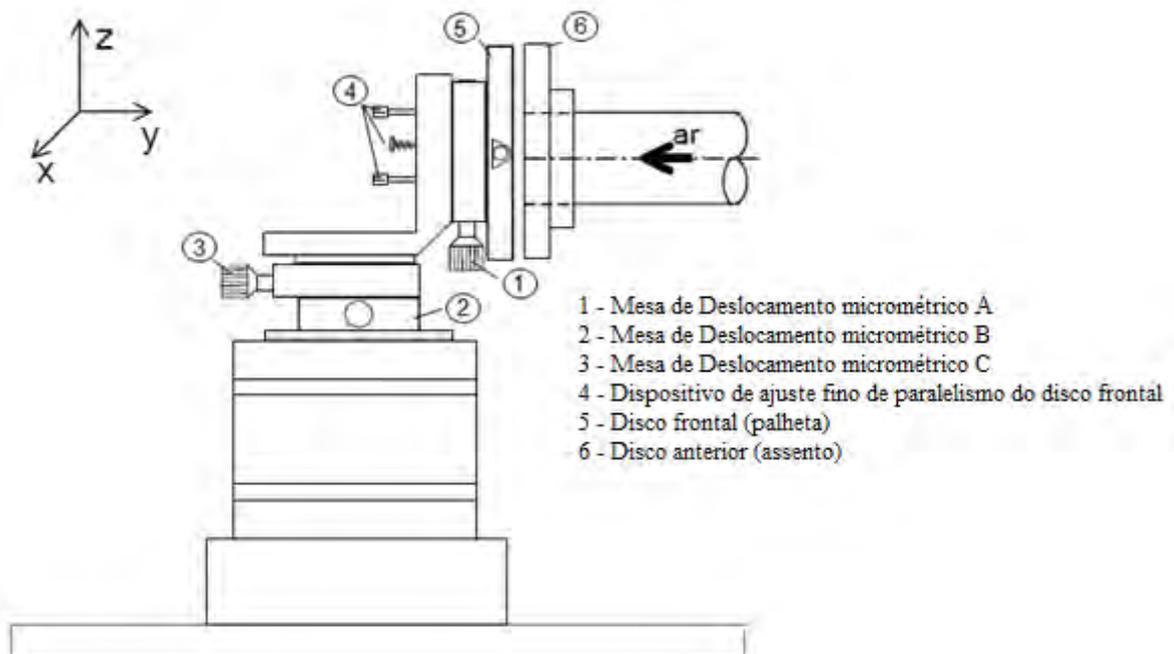


Figura 3.4 – Vista geral da secção de testes.

Na Figura 3.4 nota-se que a seção de testes é composta pelo disco anterior (assento), disco frontal (palleta) e sistema de posicionamento do disco frontal.

O disco anterior, que representa o assento do sistema de válvulas, possui diâmetro interno de 34,9 mm, diâmetro externo de 104,7 mm e comprimento de 30 mm, sendo projetado de maneira a se ajustar ao diâmetro externo do tubo, conforme ilustra a Figura 3.5. 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.

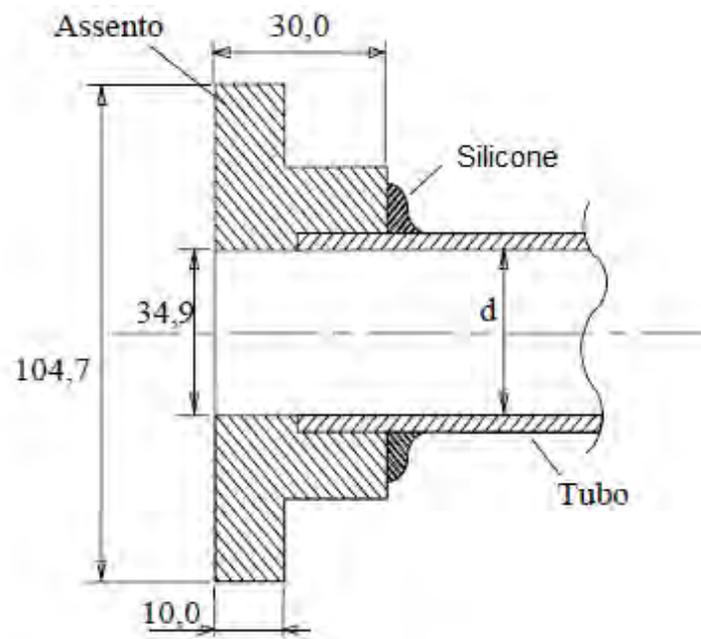


Figura 3.5 – Disco anterior representando o assento do sistema de válvula.

O disco frontal, que representa a palleta do sistema de válvulas, possui o mesmo diâmetro externo do assento. A Figura 3.6 mostra que o disco frontal é composto de três partes: o disco inferior, os semi-discos superiores e a haste deslizante. Esse conjunto de peças é unido por parafusos de maneira a permitir o deslocamento suave e preciso (sem oscilações) da haste deslizante. A haste é fabricada em latão, enquanto que os discos e semi-discos são fabricados em alumínio. A usinabilidade é fator determinante para a escolha dos materiais utilizados. No centro da haste existe um orifício de 0,7 mm de diâmetro, que é utilizado como tomada de pressão. Esse orifício é ligado a uma das extremidades da haste por um furo de 2mm de diâmetro e, por fim, conectada a um transdutor indutivo de pressão por meio de

mangueiras flexíveis. Na extremidade oposta da haste é instalada um transdutor indutivo de deslocamento, que é responsável pela medição da posição radial instantânea da tomada de pressão.

O deslocamento da haste é efetuado por meio de um motor de passo, cuja velocidade é ajustada por um sistema eletrônico.

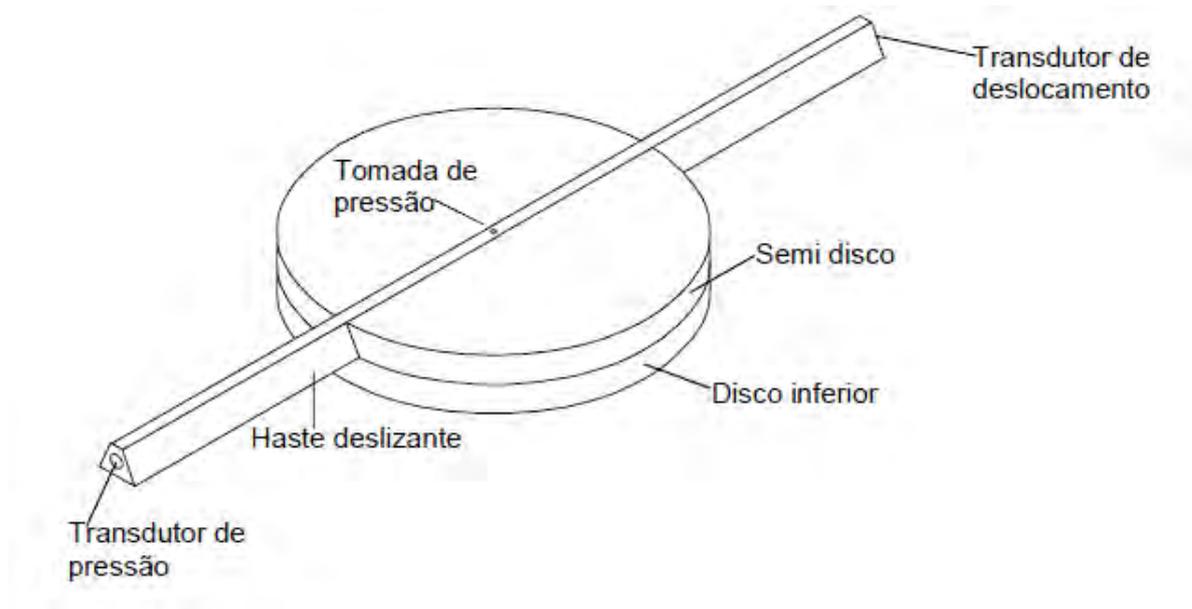


Figura 3.6 – Esquema da palheta.

O sistema de posicionamento da palheta é considerado uma das partes mais importantes de todo aparato experimental e, desse modo, seu manuseio deve ser feito com muito cuidado e habilidade. A precisão do sistema permite um bom ajuste do paralelismo e concentricidade entre a palheta e assento, que são aspectos fundamentais para a obtenção de bons resultados. O processo de usinagem das peças deve garantir bom acabamento superficial e precisão de medidas para o sucesso dos testes. Basicamente, ele é formado por três mesas de deslocamento, uma base rígida e pelo dispositivo de ajuste fino de paralelismo do disco frontal.

As mesas 1, 2 e 3 mostradas na Figura 3.4 permitem posicionamento grosseiro do disco frontal, mantendo-o alinhado ao disco anterior. O ajuste fino do paralelismo entre os discos, aspecto fundamental do procedimento experimental, é realizado pelo uso do dispositivo de ajuste fino mostrado na Figura 3.7, composto basicamente de 3 parafusos de rosca fina. Todo o conjunto é fixado em uma base rígida por meio de parafusos.

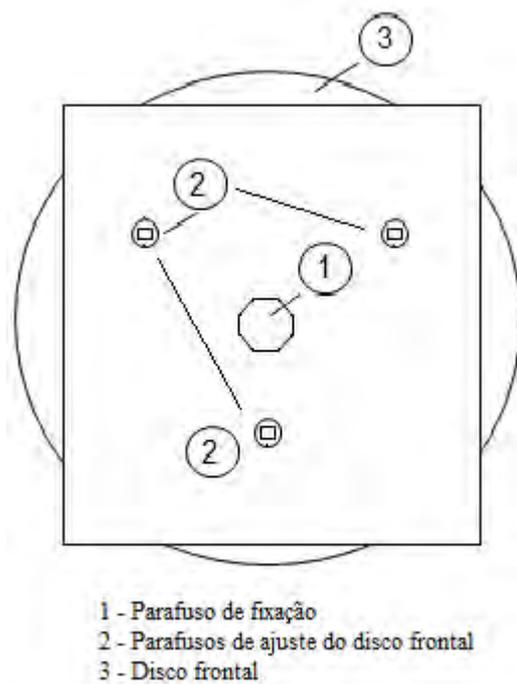


Figura 3.7 – Dispositivo de ajuste fino de paralelismo do disco frontal.

3.3 Instrumentação

Durante a realização de um teste são medidos vários parâmetros: temperatura do ar a montante da placa de orifício para determinação da densidade e viscosidade; pressão montante da placa de orifício para cálculo da densidade do ar; diferença de pressão do escoamento na placa de orifício para cálculo da vazão volumétrica do escoamento; pressão na superfície do disco frontal; posição da tomada de pressão da haste deslizante e pressão atmosférica local. Os instrumentos de medida usados para estas medições são descritos a seguir.

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.

Medidas de temperatura

Para a medição da temperatura do ar a montante da placa de orifício é utilizado um termopar, tipo T, recomendado para uma faixa de utilização de 3K a 673K (f.e.m. produzida de -6,258mV a 20,872mV). O termopar é instalado no interior do escoamento, por meio de

um furo na tubulação de alumínio. O termopar seguiu a calibração padrão com precisão de $\pm 0,5^{\circ}C$.

Medidas de pressão

A medição da pressão atmosférica é feita utilizando um barômetro marca Feingerätebau Fischer.

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 precisão de 0,1% do fundo de escala. A pressão manométrica do escoamento à montante da placa de orifício é medida por um transdutor indutivo de pressão da Honeywell, com fundo de escala de 1 bar e precisão de 0,1% do fundo de escala. Finalmente, a pressão diferencial do escoamento entre as secções à montante e à jusante da placa de orifício é medida com um transdutor indutivo de pressão da marca Honeywell, com fundo de escala 0,1 bar e precisão de 0,1% do fundo de escala. O procedimento de calibração dos transdutores é apresentado no Apêndice B.

Medidas de Deslocamento

A medição da posição da tomada de pressão da haste deslizante, usada para a obtenção do perfil radial de pressão, 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 vazão é medida por meio de uma placa de orifício, cujos detalhes de construção são apresentados no Apêndice A. A placa de orifício foi calibrada tendo como medidor padrão um medidor de vazão do tipo coriolis.

Os sinais analógicos dos transdutores de pressão, transdutores de deslocamento e termopar 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 9263, com quatro canais, é responsável pela aquisição dos sinais dos transdutores de pressão e de deslocamento. A outra, modelo NI 9211, com quatro canais, é responsável pela aquisição do sinal do termopar. Ambas são instaladas em um chassi NI CompactDAQ-9172. Os sinais são transferidos para um computador. O monitoramento e registro dos dados são feitos a partir de 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 3.8 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 estacionário ou transiente. As placas utilizadas possibilitam taxas de aquisição de sinais de até 100.000 amostras/s.

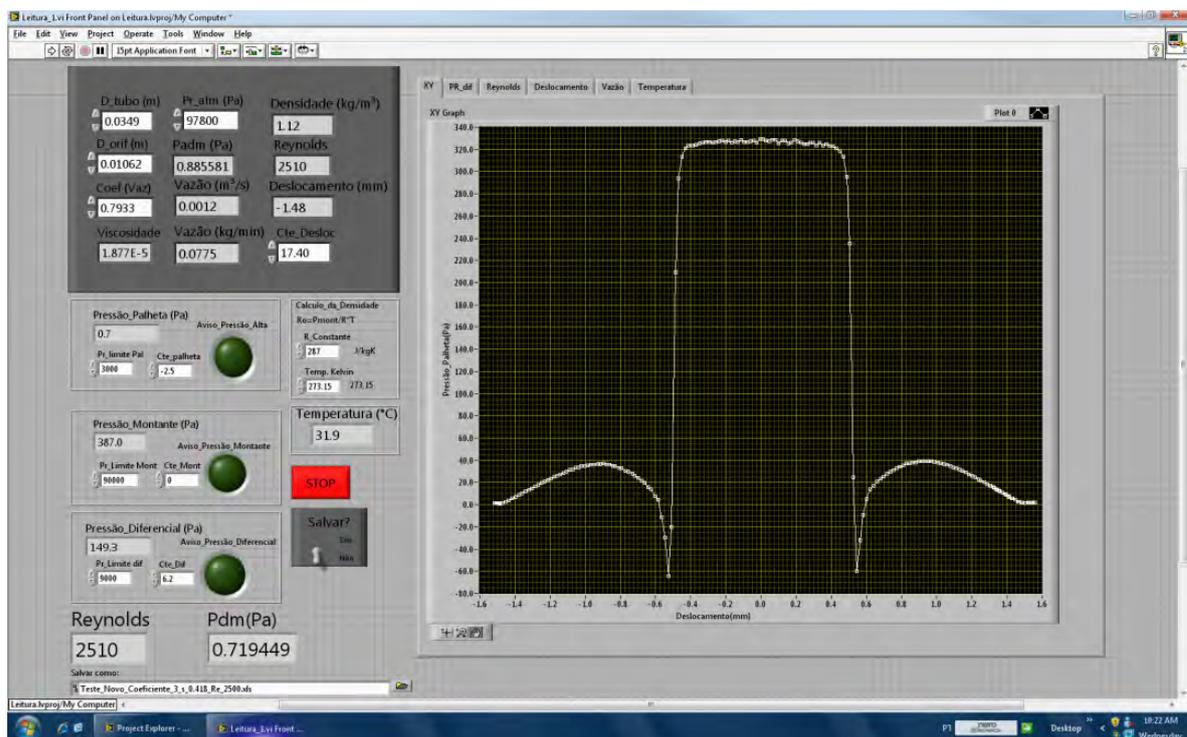


Figura 3.8 – Tela principal do programa de monitoramento e aquisição.

A seguir apresenta-se o procedimento adotado na realização dos testes.

3.4 Procedimento Experimental

Antes de iniciar a coleta de dados é essencial que a bancada esteja adequadamente preparada para que se obtenham bons resultados.

Primeiramente é necessário abastecer os reservatórios de ar comprimido e verificar se existe algum tipo de vazamento ao longo da tubulação, o que é realizado por meio da aplicação de espuma. Em seguida, é necessário assegurar que as superfícies do disco frontal e do assento estejam devidamente limpas e as partes internas da haste deslizante estejam lubrificadas, de modo a permitir um deslizamento suave da haste. Isso permite que a força exercida sobre a haste para movê-la não altere significativamente os ajustes de posicionamento disco frontal.

Dois tipos de ajuste entre os discos frontal e anterior são importantes: o ajuste de concentricidade é efetuada utilizando apenas as mesas de deslocamento, assegurando-se visualmente a concentricidade quando os discos são colocados em contato. O ajuste do paralelismo é de fundamental importância e deve ser feito com maior precisão.

O ajuste do paralelismo é realizado com a utilização de uma esfera de aço inoxidável com diâmetro igual a $4,760 \pm 0,003$ mm, medido por um micrômetro em várias posições azimutais da esfera. A incerteza de medição de $\pm 0,003$ mm refere-se ao máximo desvio observado nas medições. A esfera é posicionada entre os discos e deslocada na direção vertical. Usando os parafusos do dispositivo de ajuste fino de paralelismo mostrado na Figura 3.7, o disco frontal é movimentado de tal forma que a esfera deslize suave e uniformemente entre os discos. Esse procedimento é executado em posições diametralmente opostas até que o deslocamento da esfera seja realizado com a mesma força em ambos os lados. Esse procedimento depende muito da sensibilidade do operador. Uma vez que o paralelismo esteja garantido, obtém-se, conseqüentemente, uma distância de referência entre os discos, que é igual à dimensão da esfera ($s=4,760$ mm). Nessa distância, o micrômetro da mesa de deslocamento (Figura 3.4) é zerado. A partir dessa distância ajusta-se o disco frontal na distância desejada, s , entre discos com auxílio do micrômetro da mesa de deslocamento.

Após o ajuste do afastamento desejado, s , ajusta-se uma vazão de teste para comprovar o paralelismo entre os discos. Aciona-se, então, o motor de passo para o deslocamento da haste deslizante, permitindo a medição do perfil radial de pressão sobre o disco frontal. Como este resultado é mostrado instantaneamente na tela do computador, é possível verificar se o perfil medido é radialmente simétrico, o que garante que os discos encontram-se paralelos. Caso o paralelismo não seja observado, procede-se novamente o ajuste do disco frontal.

Uma vez comprovada a existência do paralelismo entre os discos, mede-se o perfil de pressão para diferentes vazões do escoamento. Para cada vazão, mede-se o perfil de pressão usando o deslocamento da haste nos dois sentidos. Durante cada realização dos testes não são observadas variações significativas de vazão.

Os parâmetros medidos nos testes são reduzidos a parâmetros adimensionais. A pressão sobre o disco frontal é adimensionalizada como:

$$p_{adm}(r) = \frac{p(r)}{\rho \bar{w}^2 / 2} \quad (1)$$

onde $p(r)$ é a pressão manométrica, ρ é a massa específica do ar, calculada pela equação dos gases perfeitos:

$$\rho = \frac{p_u M}{\bar{R} T_u} \quad (2)$$

onde p_u e T_u são, respectivamente, a pressão e temperatura do ar a montante da placa de orifício, respectivamente, \bar{R} é a constante universal dos gases e M é a massa molecular do ar.

A velocidade média do ar, \bar{w} , é calculada por meio da vazão em massa do escoamento, \dot{m} ,

$$\bar{w} = \frac{4 \dot{m}}{\rho \pi d^2} \quad (3)$$

onde d é o diâmetro do tubo de alumínio, que representa o diâmetro do orifício de passagem

A vazão do escoamento é medida por uma placa de orifício e o escoamento é representado pelo número de Reynolds, dado por:

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

onde μ é a viscosidade dinâmica, calculada a partir da equação (Possamai, 1994),

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

onde $k_1 = 0,8723809571$, $k_2 = 7,028571429 \times 10^{-2}$, $k_3 = 3,809523810 \times 10^{-5}$ e T é a temperatura (K), considerada igual à temperatura ambiente T_u .

Para mostrar a importância de um bom ajuste do paralelismo entre os discos, mediu-se o perfil de pressão para 3 afastamentos, s , com diferenças de 0,1mm entre eles. Os resultados são apresentados na Figura 3.9.

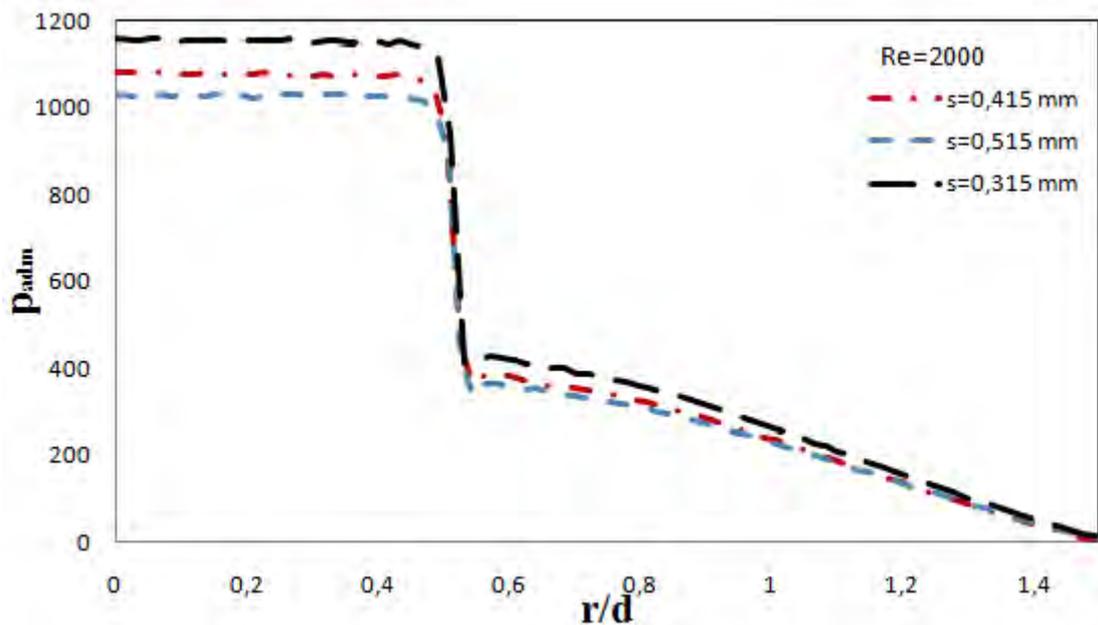


Figura 3.9 - Sensibilidade da pressão sobre o disco frontal com o afastamento entre os discos.

A Figura 3.9 mostra o perfil de pressão para $Re=2000$ e três afastamentos distintos. Observa-se nessa figura a grande sensibilidade do escoamento em relação ao afastamento entre disco frontal e assento. Observa-se que uma diferença de $\pm 0,1$ mm, causa uma variação de cerca de 7% na pressão máxima sobre o disco frontal.

Tendo em mente essa grande sensibilidade do campo de pressão com o afastamento e sabendo-se que a força resultante pode causar um deslocamento adicional no disco frontal, o que aumentaria o afastamento de teste, usou-se um relógio comparador para verificar possíveis deslocamentos do disco durante a realização dos testes. Entretanto, em razão da elevada rigidez das mesas de deslocamento, nenhum deslocamento adicional foi observado nos testes.

Uma análise das incertezas dos parâmetros medidos e calculados é apresentada detalhadamente no Apêndice C. Baseando nessa análise são apresentadas nas Tabelas 3.1 a 3.4 as incertezas para quatro medições realizadas.

Tabela 3.1 – Incertezas experimentais para $Re=2500$ e $s=0,418$ mm

Grandeza	Valor típico	Incerteza	Incerteza (%)
p_u [Pa]	98654	150	0,15
T_u [K]	301,7	0,5	0,16
p_{atm} [Pa]	97800	50	0,05
ρ [kg/m^3]	1,139	0,002	0,2
μ [Pa s]	$2,20 \times 10^{-5}$	$2,36 \times 10^{-8}$	0,1
\dot{m} [kg/min]	0,0072	0,0014	2
\bar{w} [m/s]	1,173	0,023	2
p [Pa]	717,4	3,5	0,5
p_{adm} [Pa]	914	36	4
Re	2507	50	2

Tabela 3.2 – Incertezas experimentais para $Re=1500$ e $s=0,418$ mm

Grandeza	Valor típico	Incerteza	Incerteza (%)
p_u [Pa]	98259	150	0,15
T_u [K]	301,7	0,5	0,016
p_u [Pa]	97800	50	0,05
ρ [kg/m^3]	1,135	0,002	0,2
μ [Pa s]	$2,20 \times 10^{-5}$	$2,36 \times 10^{-8}$	0,1
\dot{m} [kg/min]	0,0456	0,0014	3
\bar{w} [m/s]	0,707	0,021	3
p [Pa]	402,6	3,5	0,9
p_{adm} [Pa]	1424	85	6
Re	1502	45	3

Tabela 3.3 – Incertezas experimentais para $Re=2507$ e $s=0,705$ mm

Grandeza	Valor típico	Incerteza	Incerteza (%)
p_u [Pa]	98259	150	0,15
T_u [K]	301,6	0,5	0,16
p_{atm} [Pa]	97800	50	0,05
ρ [kg/m^3]	1,133	0,002	0,2
μ [Pa s]	$2,20 \times 10^{-5}$	$2,36 \times 10^{-8}$	0,1
\dot{m} [kg/min]	0,0768	0,0014	2
\bar{w} [m/s]	1,180	0,023	2
p [Pa]	182,2	3,5	1,9
p_{adm} [Pa]	231	9	4
Re	2507	50	2

Tabela 3.4 – Incertezas experimentais para $Re=1500$ e $s=0,705$ mm

Grandeza	Valor típico	Incerteza	Incerteza (%)
p_u [Pa]	97943	150	0,15
T_u [K]	301,6	0,5	0,16
p_{atm} [Pa]	97800	50	0,05
ρ [kg/m^3]	1,131	0,002	0,2
μ [Pa s]	$2,20 \times 10^{-5}$	$2,36 \times 10^{-8}$	0,1
\dot{m} [kg/min]	0,0456	0,0014	3
\bar{w} [m/s]	0,707	0,022	3
p [Pa]	95,9	3,5	3,7
p_{adm} [Pa]	340	24	7
Re	1499	46	3

3.5 Resultados Experimentais

Neste item são apresentados os resultados experimentais do perfil radial de pressão sobre o disco frontal para diferentes números de Reynolds e afastamentos entre discos.

Testes Preliminares

Inicialmente são apresentados perfis de pressão obtidos com o deslocamento da haste deslizante nos dois sentidos possíveis, isto é, de baixo para cima e de cima para baixo, com o objetivo de mostrar que o movimento da haste não interfere significativamente no ajuste de paralelismo e concentricidade realizado inicialmente em cada teste. As Figuras 3.10 e 3.11 mostram esses resultados, respectivamente, para $Re=2002$ e $s=0,415\text{mm}$, e $Re=2003$ e $s=0,705\text{mm}$. Observa-se que os perfis são praticamente coincidentes, mostrando que o sentido de movimento da haste deslizante não influi nos resultados de maneira significativa.

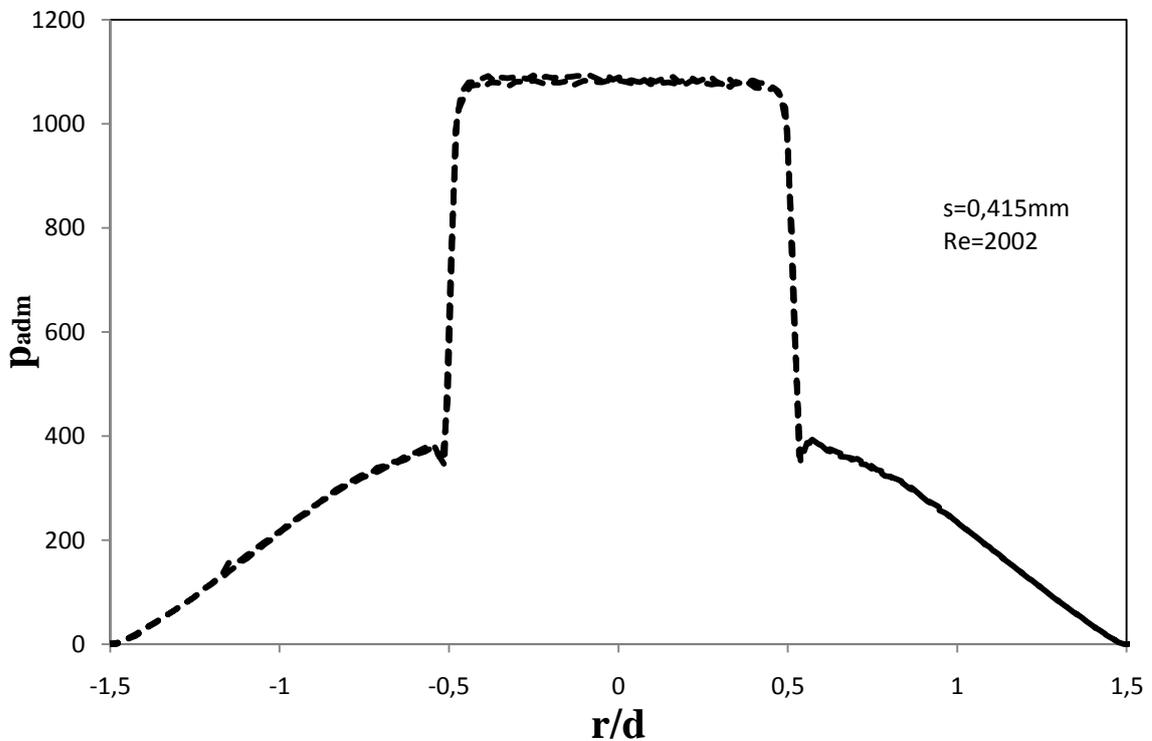


Figura 3.10 – Perfis adimensionais de pressão para $Re=2002$ e $s=0,415\text{mm}$.

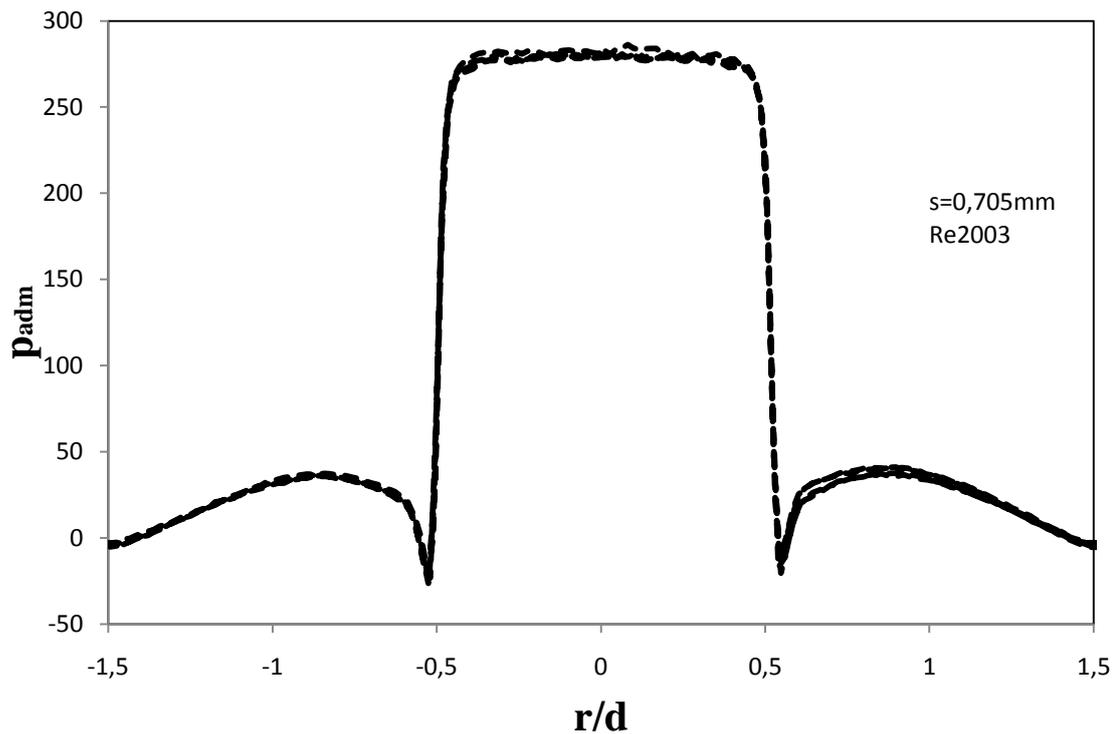


Figura 3.11 – Perfis adimensionais de pressão para $Re=2003$ e $s=0,705\text{mm}$.

Validação da Bancada Experimental

Após a verificação da consistência dos ajustes iniciais, dada pelos resultados apresentados nas figuras anteriores, realizou-se o levantamento do perfil adimensional de pressão para números de Reynolds variando de 1500 a 2500, para afastamento entre discos da ordem de 0,4mm e 0,7mm. Para cada teste, quatro medidas foram realizadas. Esses resultados são apresentados nas Figuras 3.12 a 3.17. É importante destacar que para cada medida realizada o disco frontal foi ajustado novamente, para que o resultado refletisse a incerteza no ajuste da distância entre os discos, s . Todos os resultados são confrontados com os resultados de Possamai (1994). Os números de Reynolds indicados na parte superior das figuras referem-se ao valor médio dos quatro levantamentos efetuados. Nota-se que existem pequenas diferenças entre os números de Reynolds, em função da dificuldade de ajuste preciso da vazão dos testes.

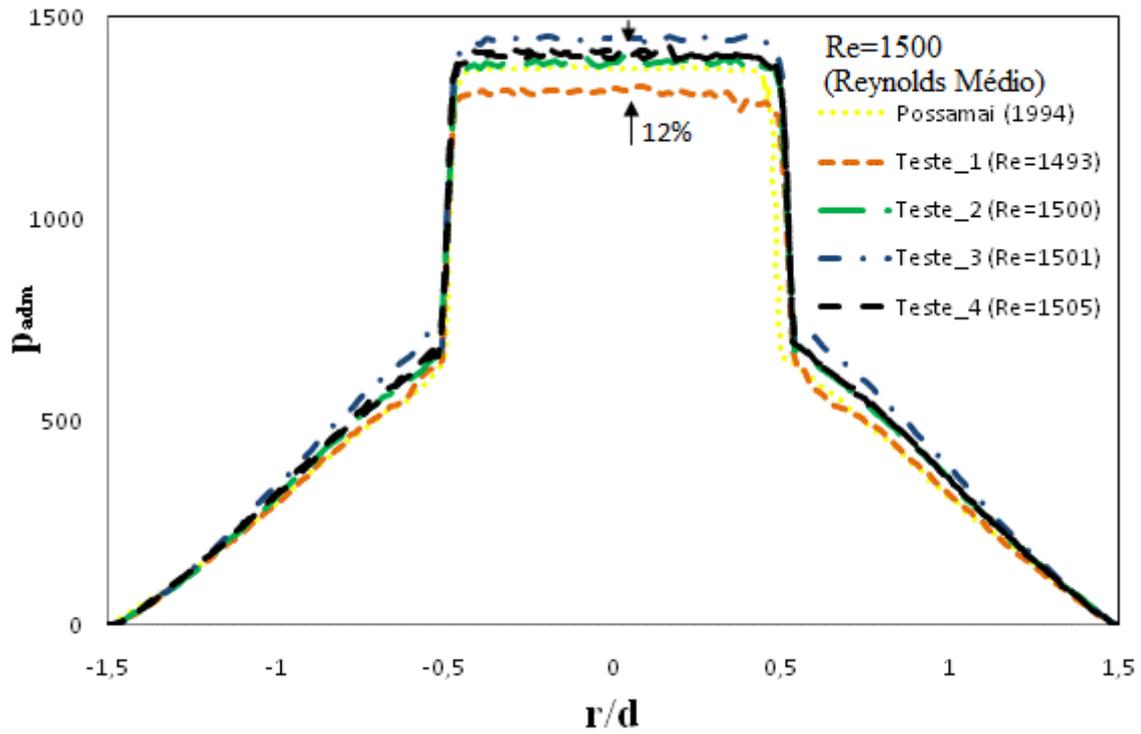


Figura 3.12 - Perfis adimensionais experimental para $Re=1500$ e $s=0,415\text{mm}$.

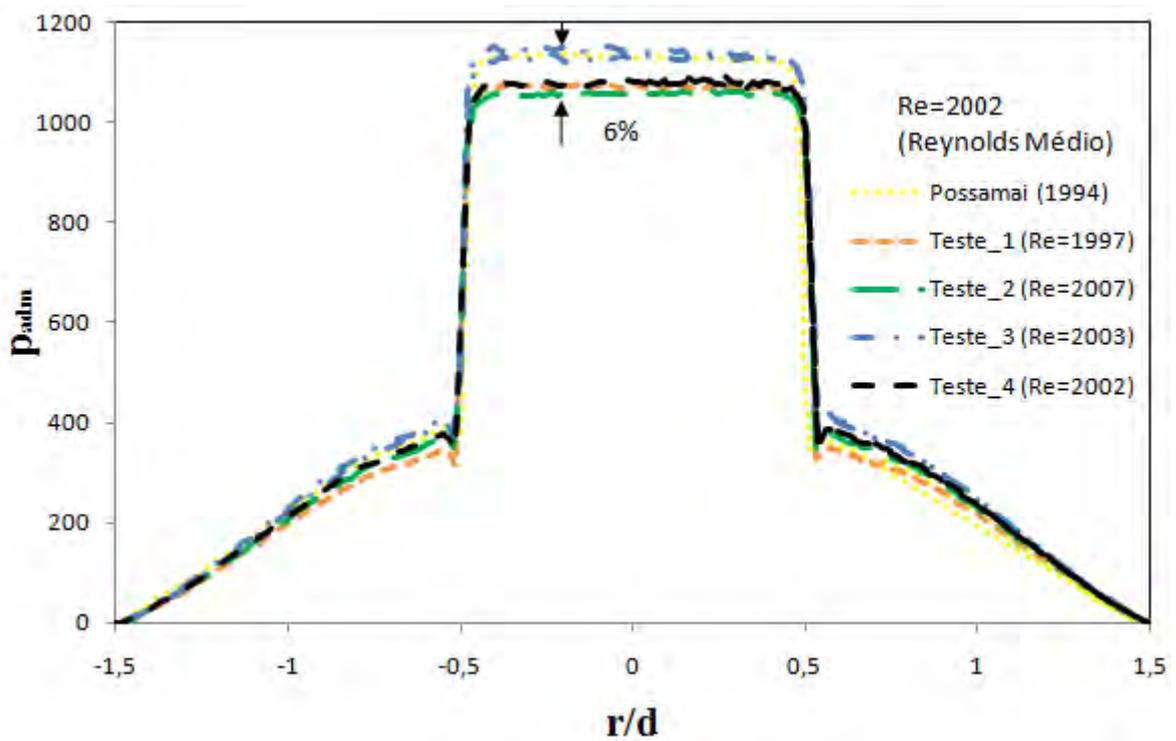


Figura 3.13 - Perfis adimensionais experimental para $Re=2002$ e $s=0,415\text{mm}$.

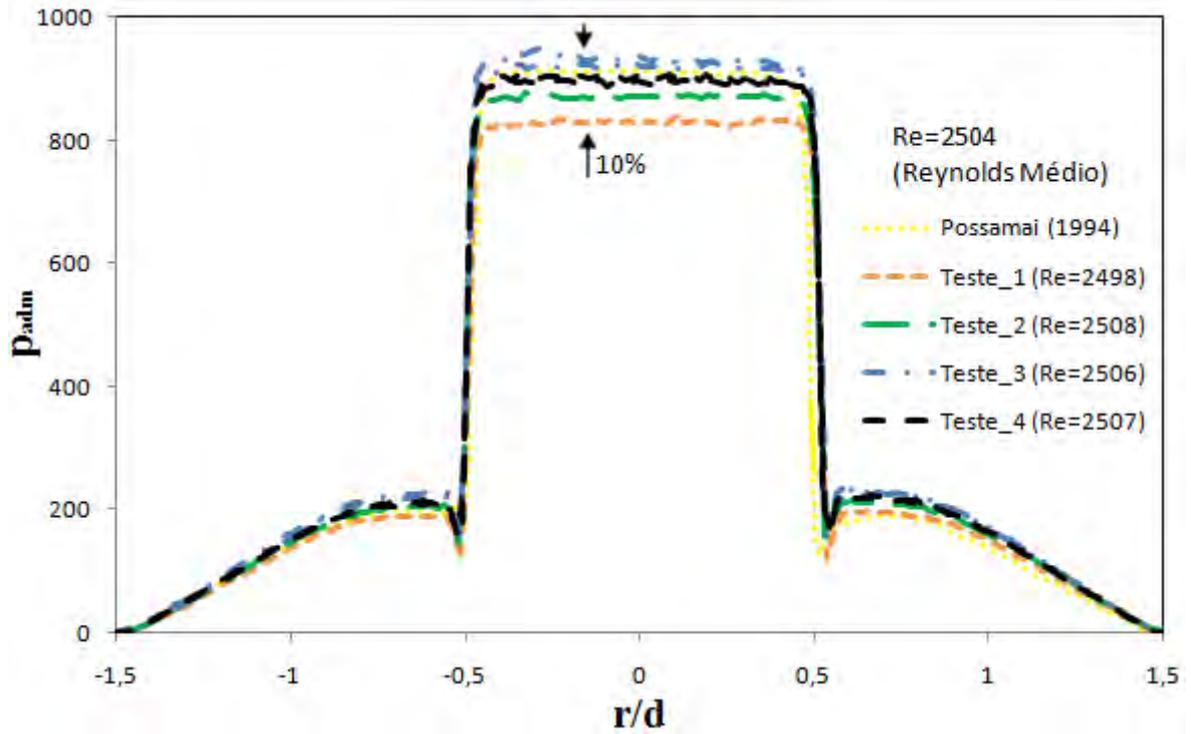


Figura 3.14 - Perfis adimensionais experimental para $Re=2504$ e $s=0,418\text{mm}$.

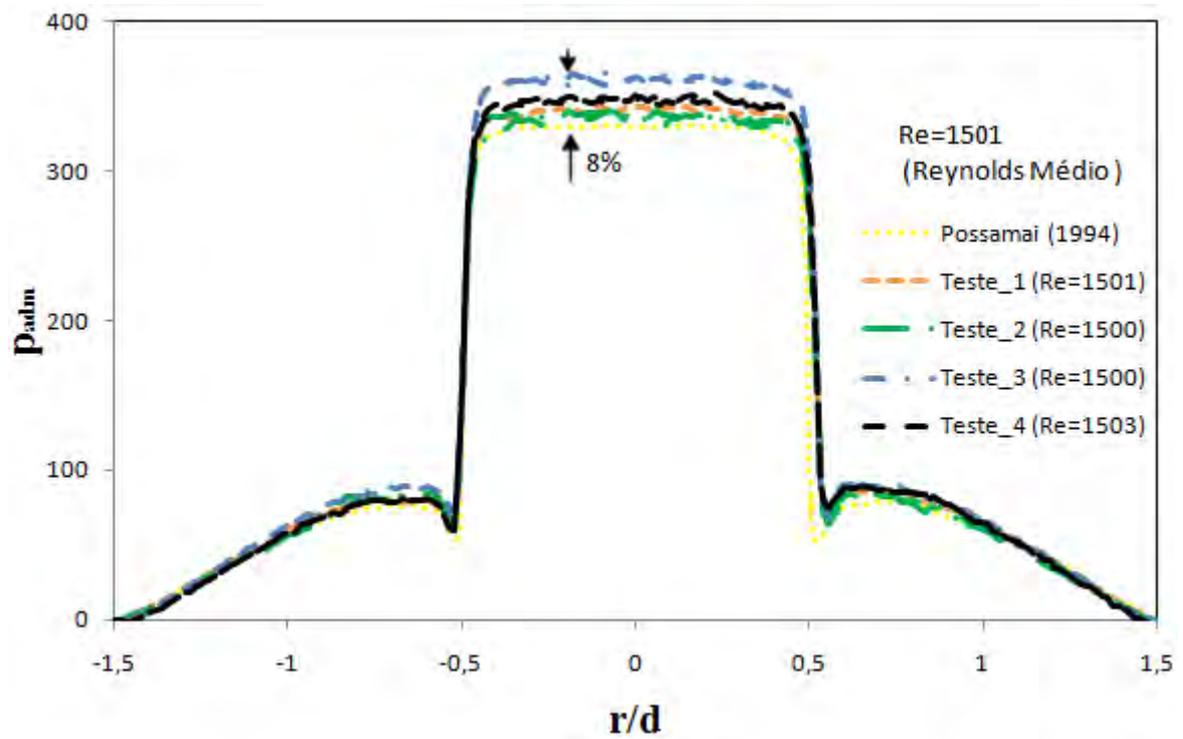


Figura 3.15 - Perfis adimensionais experimental para $Re=1501$ e $s=0,701\text{mm}$.

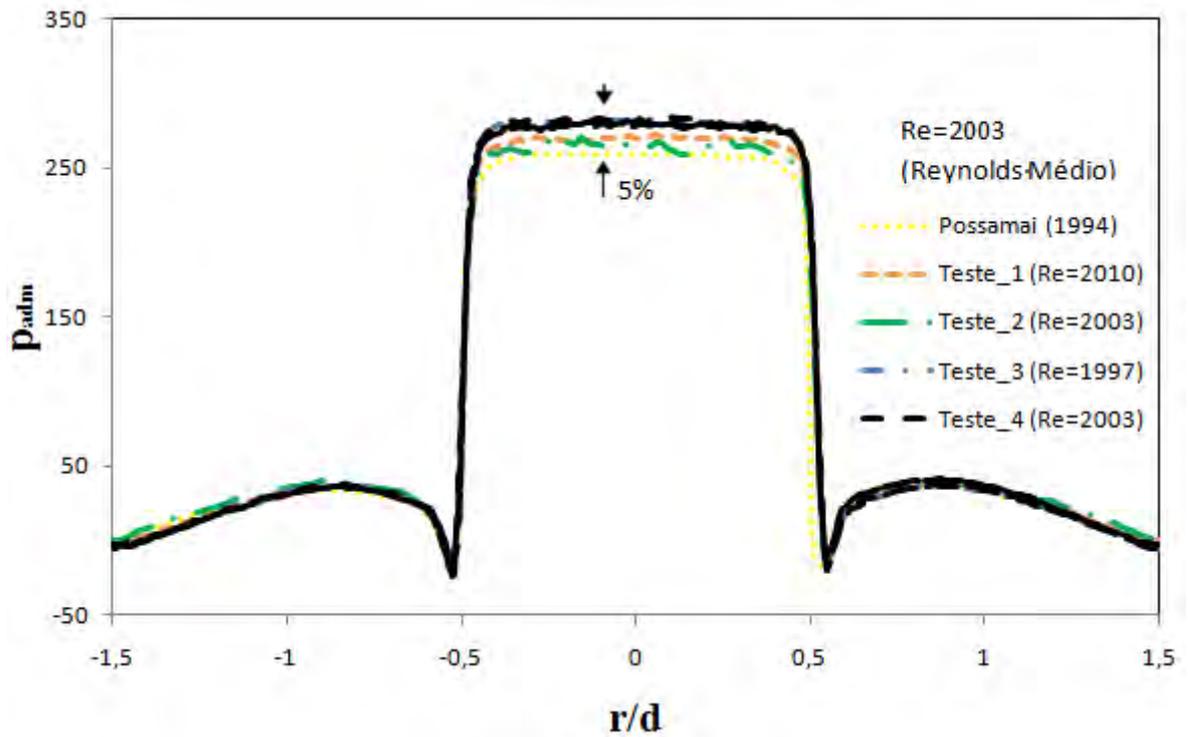


Figura 3.16 - Perfis adimensionais experimental para $Re=2003$ e $s=0,705mm$.

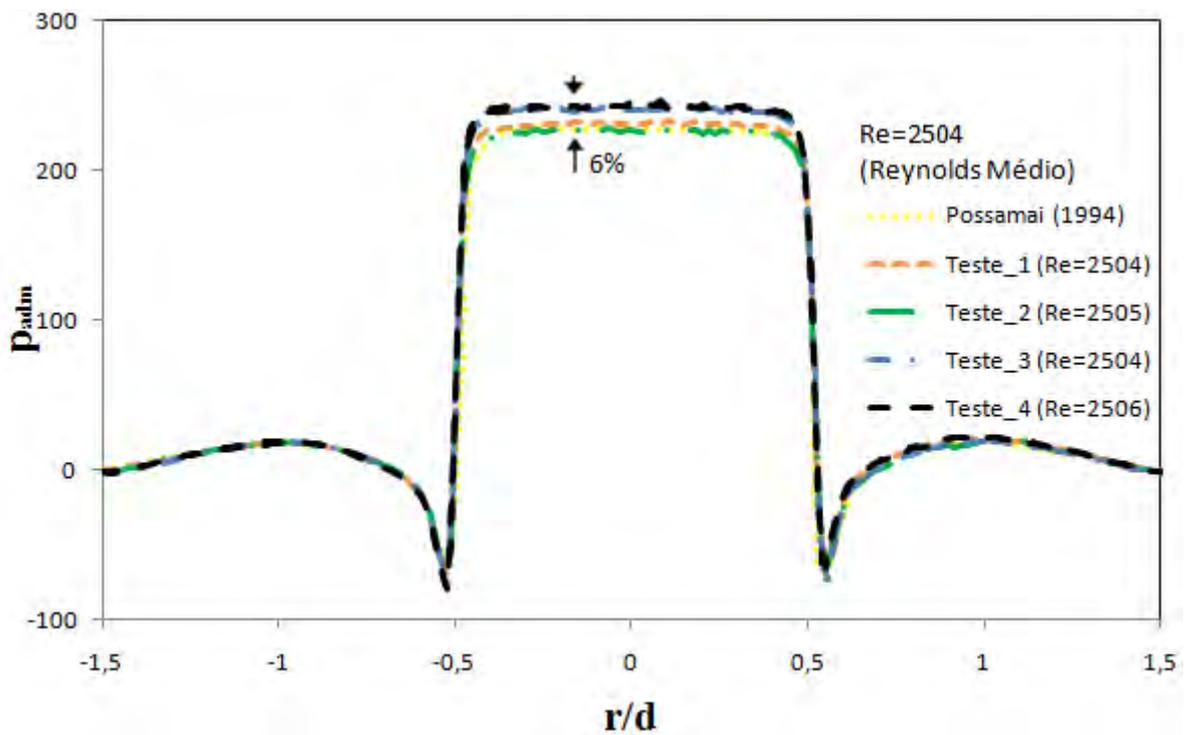


Figura 3.17 - Perfis adimensionais experimental para $Re=2504$ e $s=0,705mm$.

Analisando-se os resultados apresentados, observa-se um comportamento semelhante dos perfis de pressão. Na região central do orifício nota-se que a pressão apresenta valores elevados e praticamente constante (patamar de pressão). Isso ocorre em função da

desaceleração do fluido à medida que ele se aproxima do disco frontal, dando origem a uma região de estagnação. Além disso, nota-se que existe uma forte redução de pressão na região de entrada do difusor. Essa redução brusca ocorre devido à grande aceleração que o fluido sofre ao entrar na pequena folga do difusor radial. Após essa redução de pressão, existe uma recuperação da pressão em função da desaceleração do fluido na região do difusor devido ao aumento da área de secção transversal do canal do difusor. Nessa região existem dois efeitos que agem sobre a pressão. O aumento da área tende a aumentar a pressão, mas as forças de atrito sempre tendem a reduzir a pressão. Esse balanço provoca a redução de pressão observada em alguns casos.

Observando-se os resultados apresentados pode-se inferir que o procedimento experimental adotado, considerando a instrumentação usada, produz uma incerteza média de cerca de 9%. Essa incerteza refere-se ao ajuste da distância entre os discos. Considerando que a incerteza no cálculo da pressão adimensional é de cerca de 5%, pode-se concluir que a incerteza total, $IR_{p_{adm},total}$;

$$IR_{p_{adm},total} = \pm\sqrt{(0,09)^2 + (0,05)^2} = \pm 10 \quad (6)$$

Considerando esta incerteza total e a incerteza experimental do resultados de Possamai (1994), pode-se concluir que existe boa concordância entre os resultados do presente trabalho e os resultados de Possamai (1994).

Após a validação da bancada experimental explorou-se o fenômeno físico de escoamentos turbulentos, nos quais os números de Reynolds são mais elevados, e que também ocorrem nos sistemas de válvulas reais.

Perfis Adimensionais de Pressão para Escoamentos Turbulentos

As Figuras 3.18 a 3.25 apresentam perfis adimensionais de pressão para escoamentos turbulentos, para números de Reynolds variando de 3000 a 9000, envolvendo afastamentos de 0,4mm a 0,7mm.

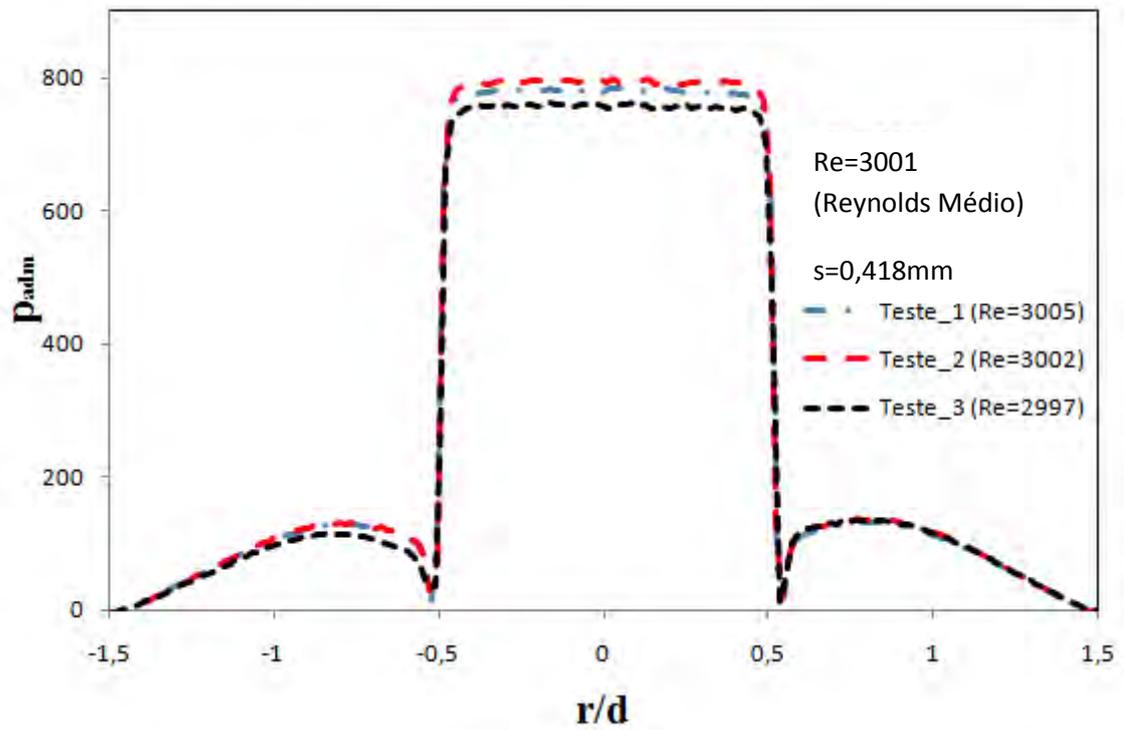


Figura 3.18 - Perfis adimensionais experimental para Re=3001 e s=0,418mm.

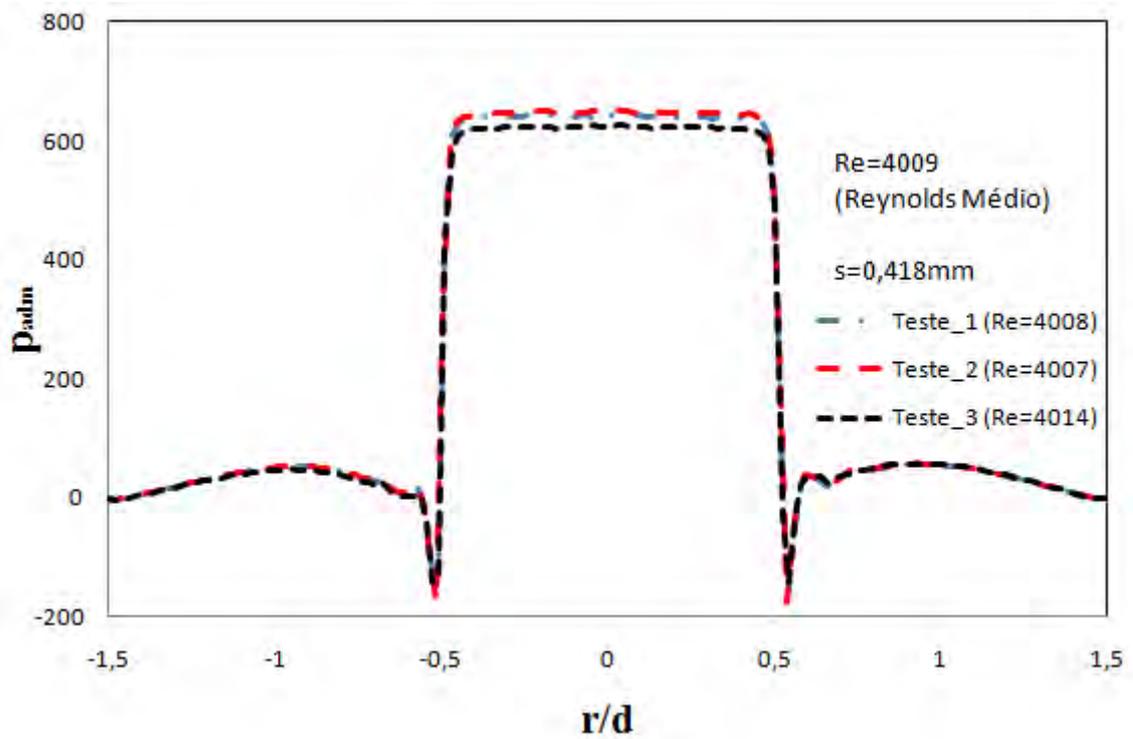


Figura 3.19 - Perfis adimensionais experimental para Re=4009 e s=0,418mm.

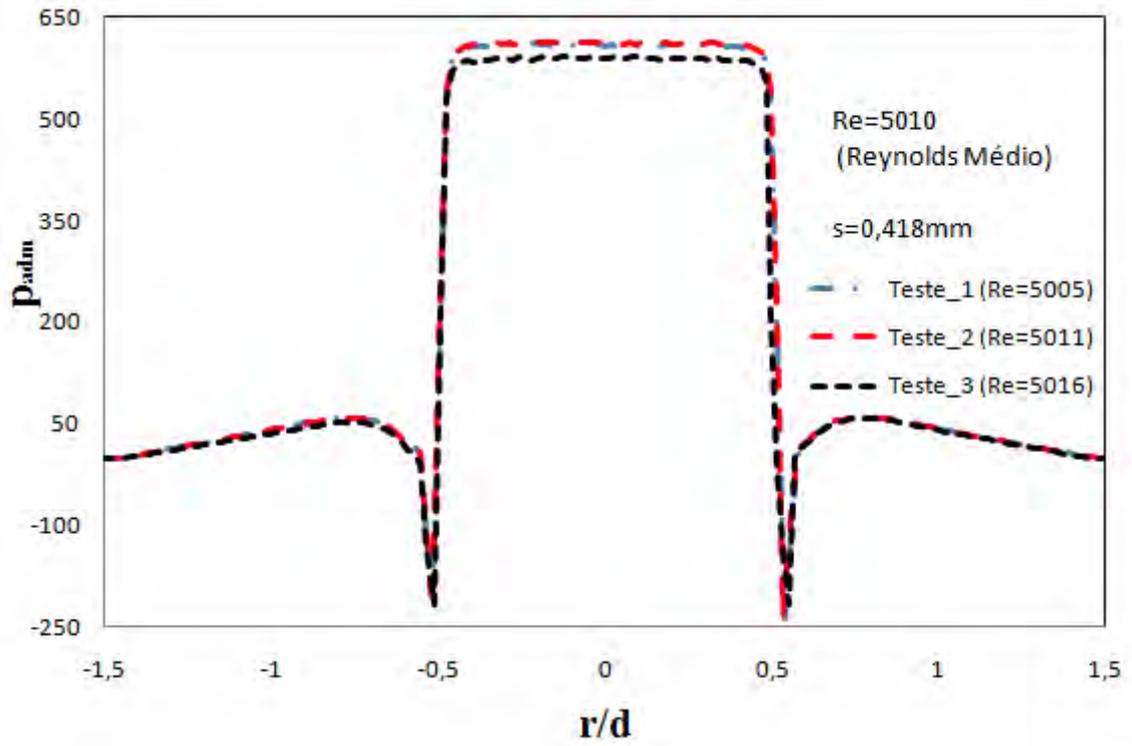


Figura 3.20 - Perfis adimensionais experimental para Re=5010 e s=0,418mm.

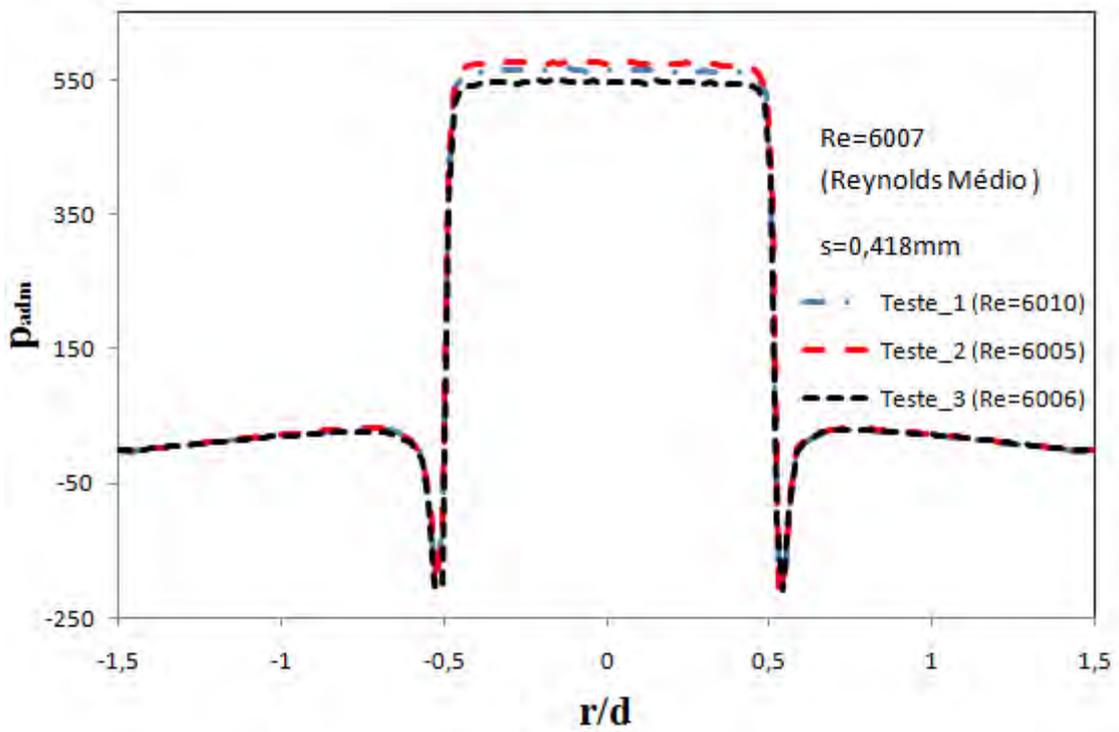


Figura 3.21 - Perfis adimensionais experimental para Re=6007 e s=0,418mm.

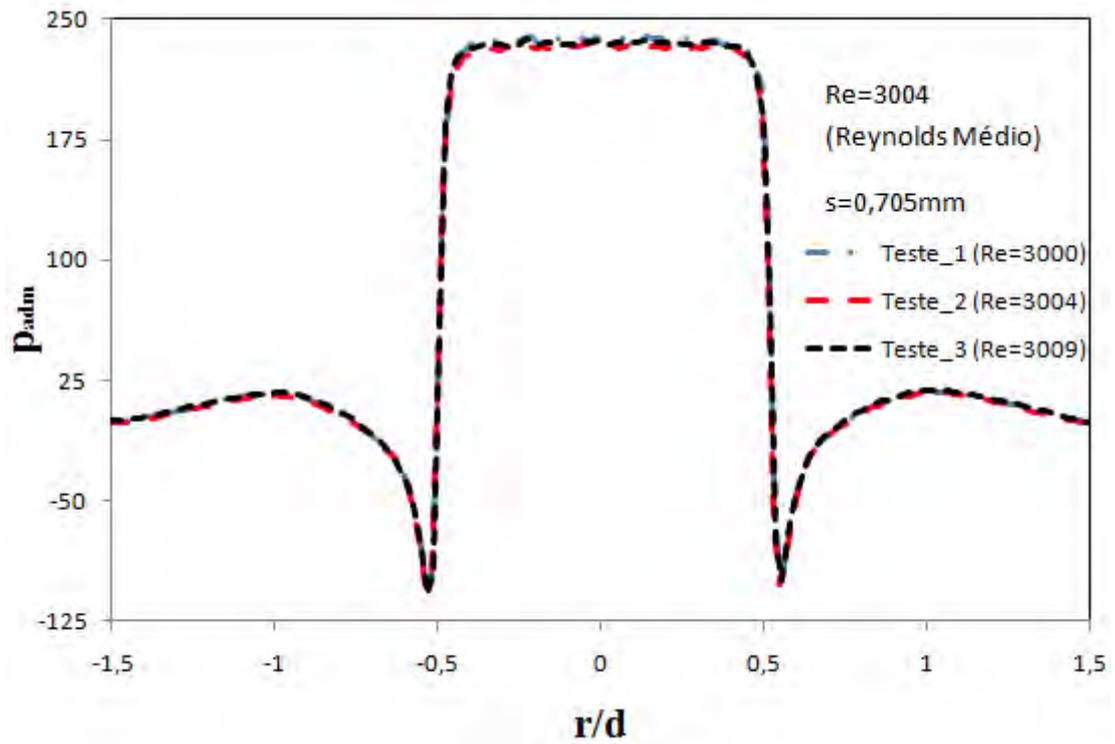


Figura 3.22 - Perfis adimensionais experimental para Re=3004 e s=0,705mm.

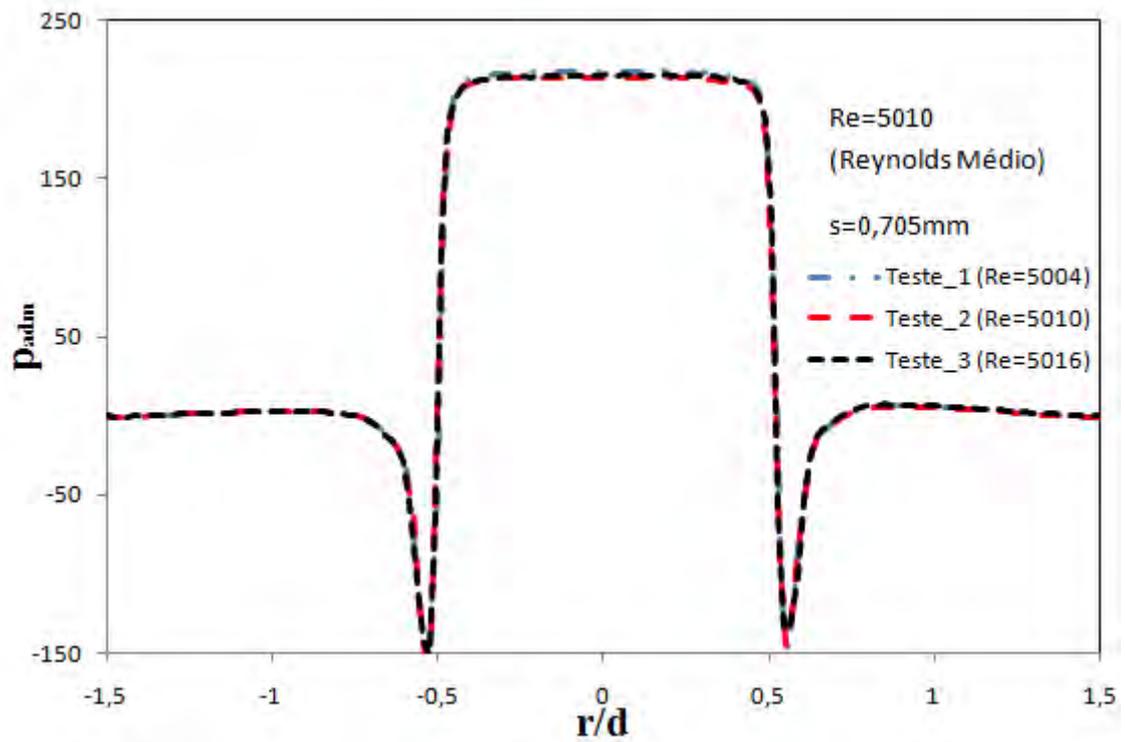


Figura 3.23 - Perfis adimensionais experimental para Re=5010 e s=0,705mm.

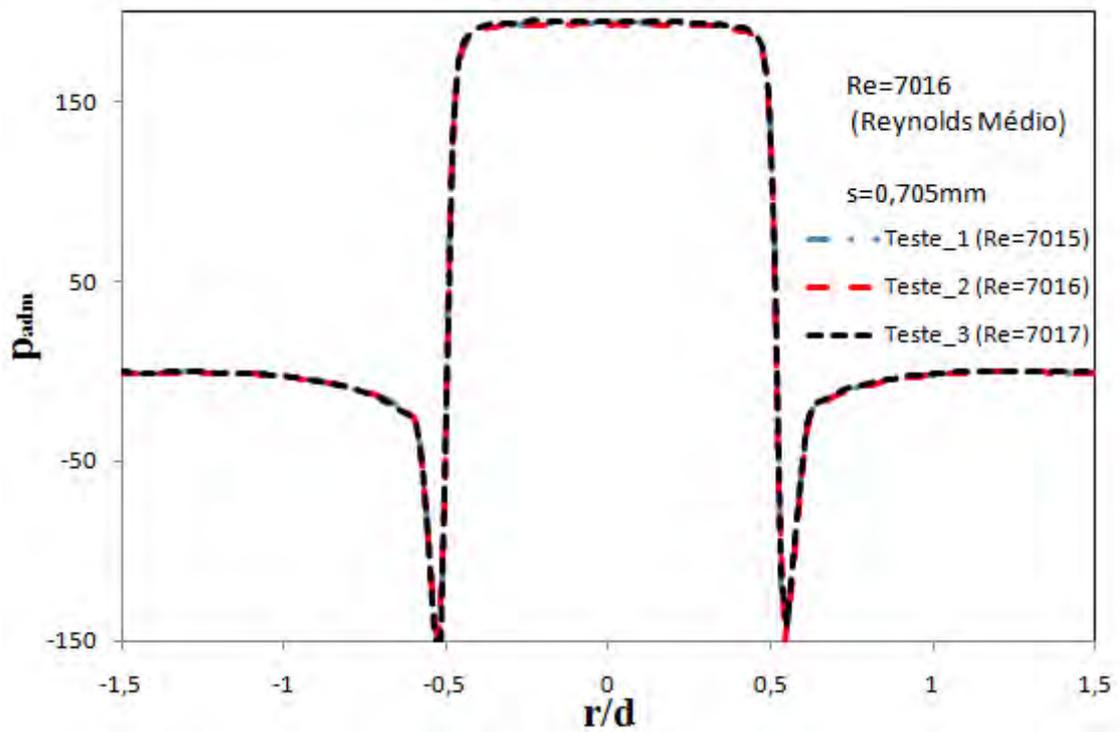


Figura 3.24 - Perfil adimensional experimental para Re=7016 e s=0,705mm.

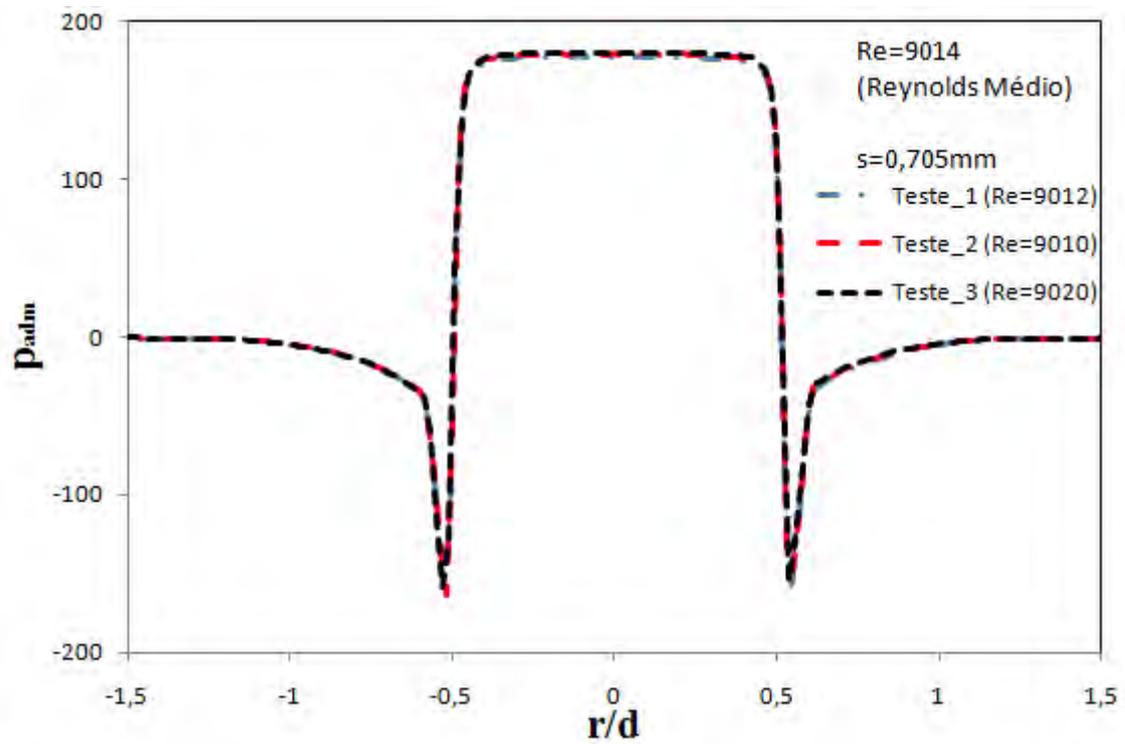


Figura 3.25 - Perfil adimensional experimental para Re=9014 e s=0,705mm.

Nota-se nos resultados apresentados que os perfis de pressão para escoamentos com elevados Reynolds são semelhantes àqueles de escoamentos com menores Reynolds. Entretanto, observa-se a ocorrência de maiores pressões negativas, o que tende a reduzir a força atuante no disco. Observa-se, também, que o patamar de pressão na região do orifício, $-0,5 \leq r/d \leq 0,5$, é bem mais definida, o que permite dizer que o escoamento acelera numa região muito pequena na entrada do difusor, $r/d \sim \pm 0,5$.

Com a intenção de explorar este escoamento para outras condições de operação e outras geometrias de difusor, este problema também foi abordado do ponto de vista numérico, por meio da metodologia de volumes finitos. O próximo capítulo trata desse assunto.

A metodologia numérica usada é validada pela comparação com os dados experimentais já apresentadas e resultados numéricos presentes na literatura. Isso demonstra a importância do estudo experimental realizada neste capítulo.

CAPÍTULO 4

METODOLOGIA E VALIDAÇÃO NUMÉRICA

A Mecânica dos Fluidos Computacional é uma ferramenta de solução de problemas de escoamento de fluidos com ou sem transferência de calor de fundamental importância na atualidade. Com o avanço no desenvolvimento de novas tecnologias aplicadas a computadores, a solução de problemas cada vez mais complexos envolvendo o escoamento de fluido é uma realidade. Com isso, o projeto de componentes mecânicos usando essa ferramenta pode ser realizado com maior eficiência e com menor custo.

Com o objetivo de investigar o escoamento no difusor radial apresenta-se neste capítulo uma metodologia numérica baseada no método de Volumes Finitos, para estudar o comportamento do escoamento em condições de operação diversas daquelas investigadas experimentalmente.

Inicialmente a metodologia é validada utilizando os resultados experimentais apresentados no capítulo anterior, assim como, os resultados numéricos obtidos por Possamai (1994). Uma vez validada, a metodologia é utilizada para estudar o escoamento em um difusor radial de dimensões diferentes daquelas investigadas no capítulo anterior.

4.1 Formulação do Problema

A geometria do difusor radial usado para modelar a válvula do compressor é mostrada na Figura 4.1.

A solução do problema do escoamento incompressível, isotérmico de um fluido newtoniano no difusor radial é obtida usando as equações da conservação da massa e de quantidade de movimento, equações (7) e (8), respectivamente.

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (7)$$

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} \vec{V} \right] = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot [\mu (\vec{\nabla} \vec{V} + \vec{\nabla}^T \vec{V})] \quad (8)$$

onde ρ é a densidade do fluido, μ sua viscosidade dinâmica, p a pressão e \vec{V} o vetor velocidade. As condições de contorno necessárias para resolver o problema também estão indicadas na Figura 4.1. As condições de contorno de impermeabilidade e de não-deslizamento são usadas em todas as superfícies sólidas do contorno. Na saída do difusor radial é usada a condição de escoamento localmente parabólico, enquanto na entrada do orifício de passagem é usada uma condição de contorno de velocidade prescrita. A região sólida do assento é simulada por meio da prescrição de viscosidade infinita. Como usa-se apenas metade do difusor como domínio, usa-se condições de simetria para $r=0$.

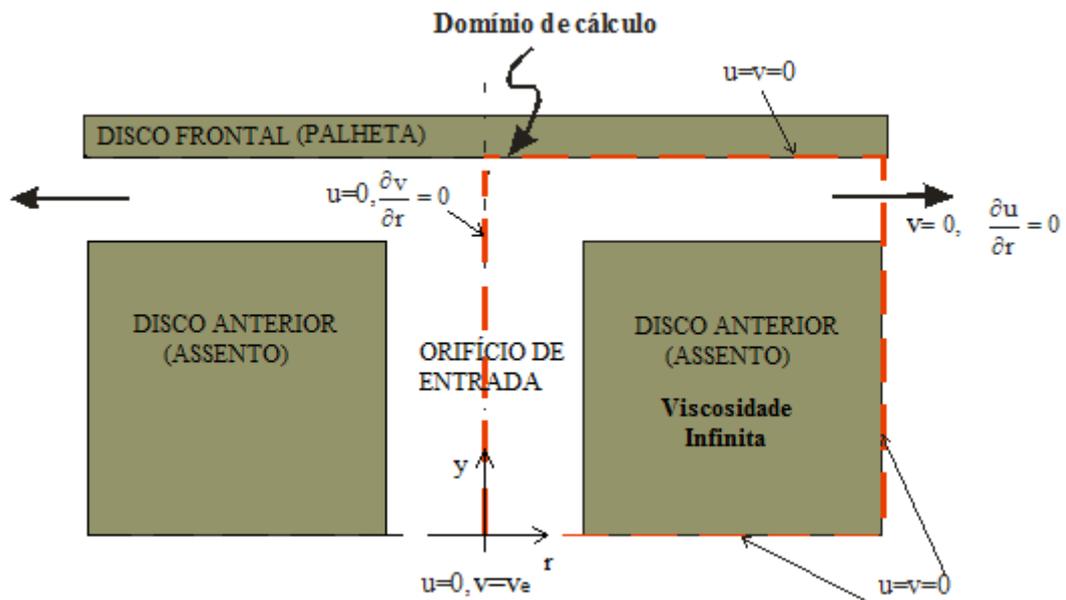


Figura 4.1 - Difusor Radial.

As equações diferenciais governantes do problema, equações (7) e (8), e as condições de contorno associadas, são discretizadas usando a metodologia de Volumes Finitos. O escoamento é considerado em regime permanente e bidimensional. O problema do acoplamento entre os campos de pressão e de velocidade é tratado pelo algoritmo SIMPLE - *Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*, enquanto que os sistemas de equações algébricas são resolvidos pelo TDMA-*Tri-Diagonal Matrix Algorithm*. O esquema *power-law* é usado para efetuar a interpolação dos termos advectivos/difusivos das equações da quantidade de movimento.

Malha Computacional

A malha utilizada na solução de um problema de escoamento exerce grande influência nos resultados da simulação numérica. A definição da malha depende das características do próprio escoamento, tais como a existência de elevados gradientes, regiões de recirculação, descolamento e recolamento de camada limite.

Portanto, a definição da malha final a ser usada depende de um processo iterativo, no qual analisa-se o comportamento dos resultados do escoamento para diferentes configurações de malha. Neste trabalho, define-se a malha final por meio de um processo de refinamento de malha de tal forma que os resultados desejados, neste caso o perfil de pressão sobre o disco frontal, não mostrem variações significativas à medida que o refinamento da malha é efetuado. Outra variável importante é o tempo computacional que não pode ser proibitivo.

Neste trabalho três malhas foram testadas, com 160x180, 212x242 e 322x362 pontos nodais nas direções y e r , respectivamente. Nas três malhas, a região de saída e entrada do difusor, (região onde $r/d \sim 0,5$), é refinada por se tratar de uma região crítica do escoamento, onde ocorrem elevados gradientes de velocidade e pressão. Além disso, na região do difusor (espaço entre os discos), a malha também é refinada para capturar adequadamente possíveis regiões de recirculação, descolamento e recolamento de camada limite.

As malhas foram testadas para dois casos: $Re=2500$ e $s=0,705\text{mm}$ e $Re=2000$ e $s=0,415\text{mm}$. Observa-se nas Figuras 4.2 e 4.3, não há diferenças significativas entre os resultados. Considerando o tempo computacional como fator limitante, escolheu-se a malha intermediária de 212x242 para resolver o problema. A malha escolhida é mostrada na Figura 4.4. O problema foi resolvido considerando o mesmo difusor estudado no capítulo anterior.

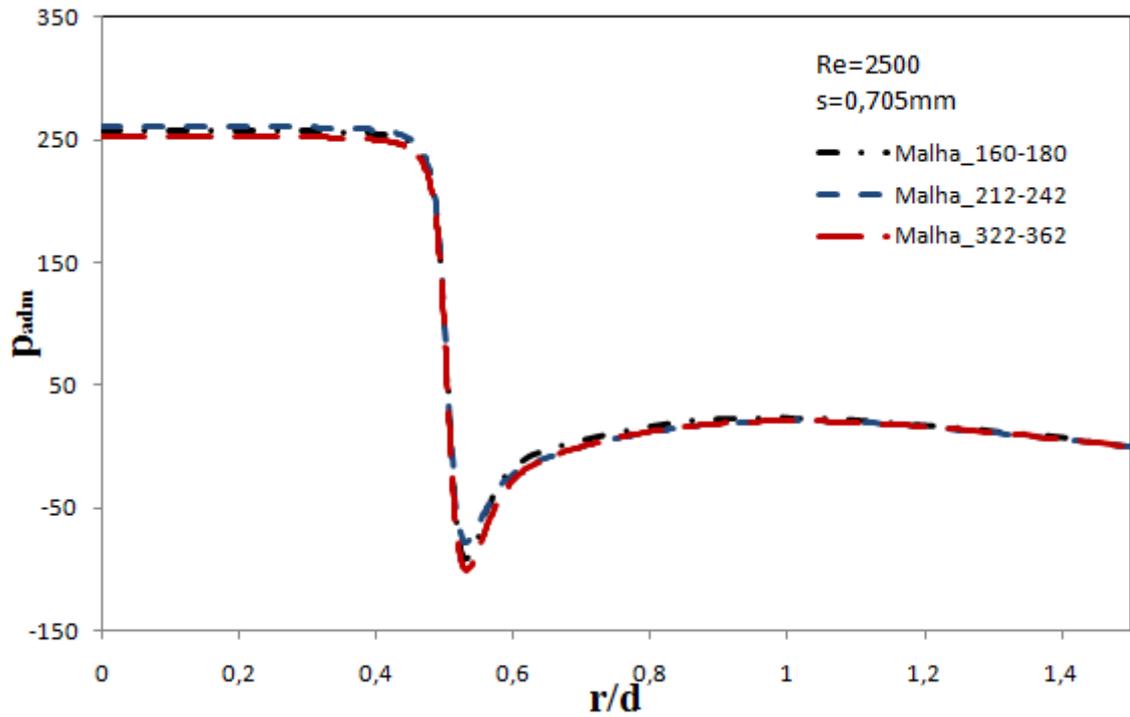


Figura 4.2 - Teste de malha para $Re=2500$ e $s=0,705mm$.

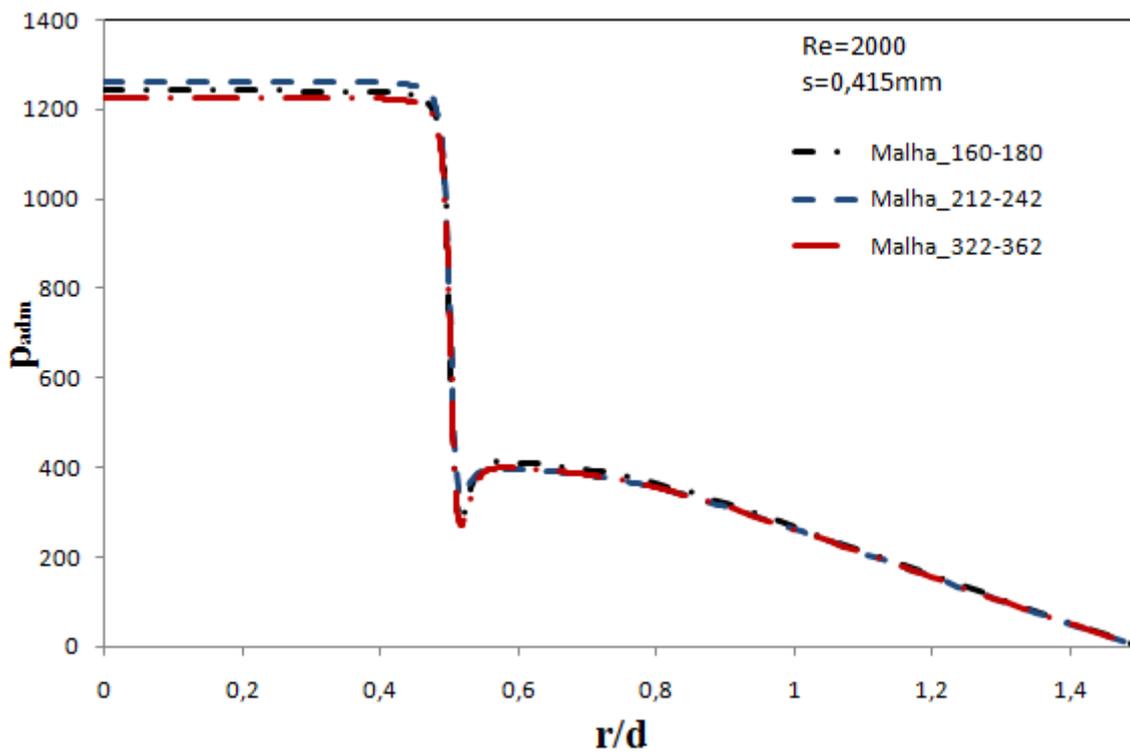


Figura 4.3 - Teste de malha para $Re=2500$ e $s=0,705mm$.

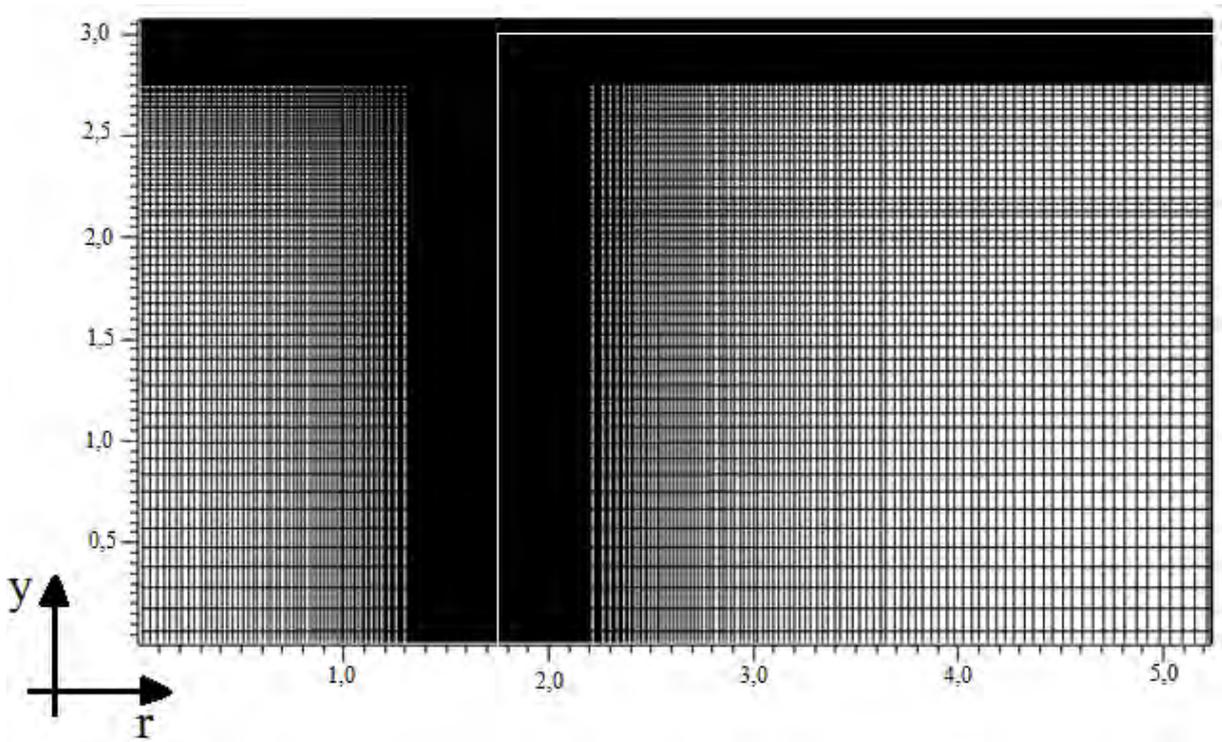


Figura 4.4 - Malha computacional de 212x242 usada para analisar o escoamento.

Após a escolha da malha computacional é necessário validar os resultados produzidos pelo código computacional, o que é apresentado a seguir.

4.2 Validação do Código Computacional

A validação do código computacional é realizada por meio da comparação do perfil adimensional de pressão, da área efetiva de força e da área efetiva de escoamento com os resultados numéricos de Possamai (1994) e com resultados experimentais apresentados no capítulo anterior.

Validação por Meio do Perfil de Pressão

As Figuras 4.5 a 4.10 apresentam os perfis adimensionais de pressão sobre o disco frontal, calculados numericamente no presente trabalho, comparados com os resultados numéricos obtidos por Possamai (1994). Além disso, esses resultados numéricos são confrontados com os resultados experimentais obtidos no presente trabalho. Escoamentos com

números de Reynolds variando de 1500 a 2500 e afastamento, s , na faixa de 0,4 e 0,7mm foram usados para validar o código.

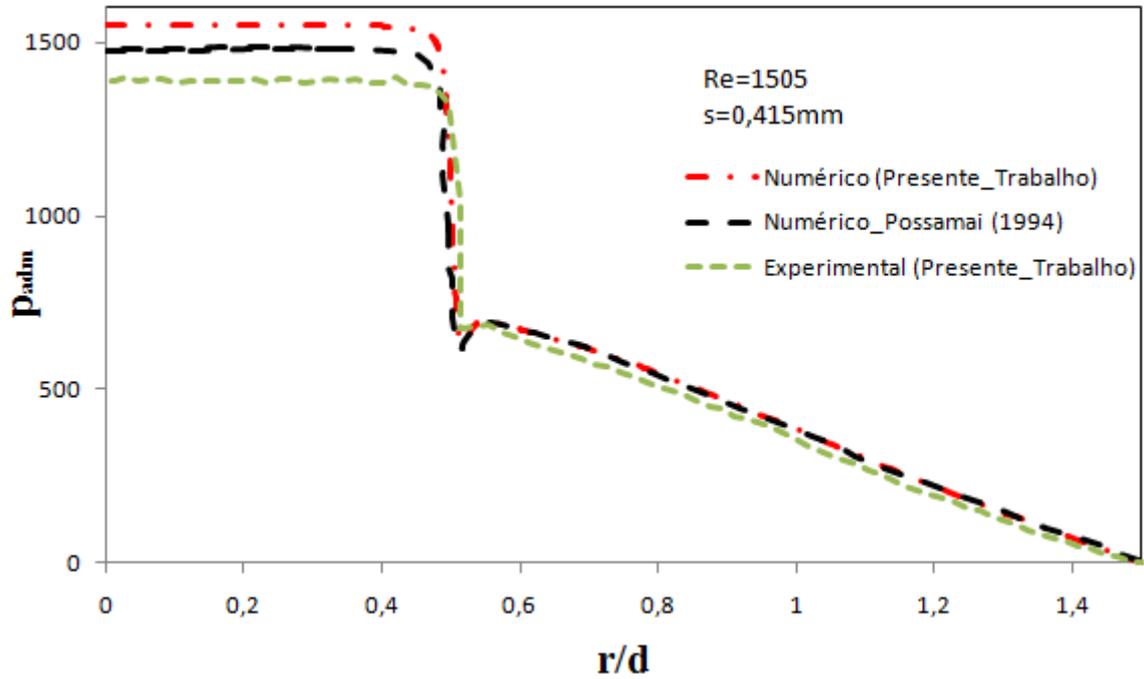


Figura 4.5 - Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=1505$ e $s=0,415$ mm.

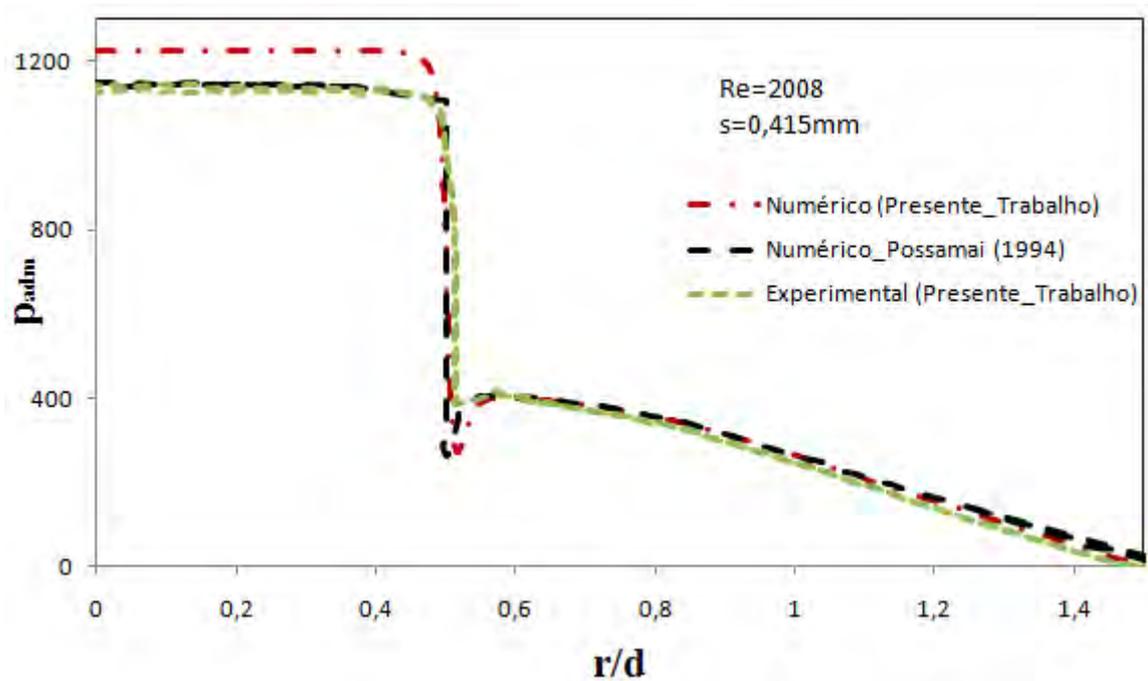


Figura 4.6 Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=2008$ e $s=0,415$ mm.

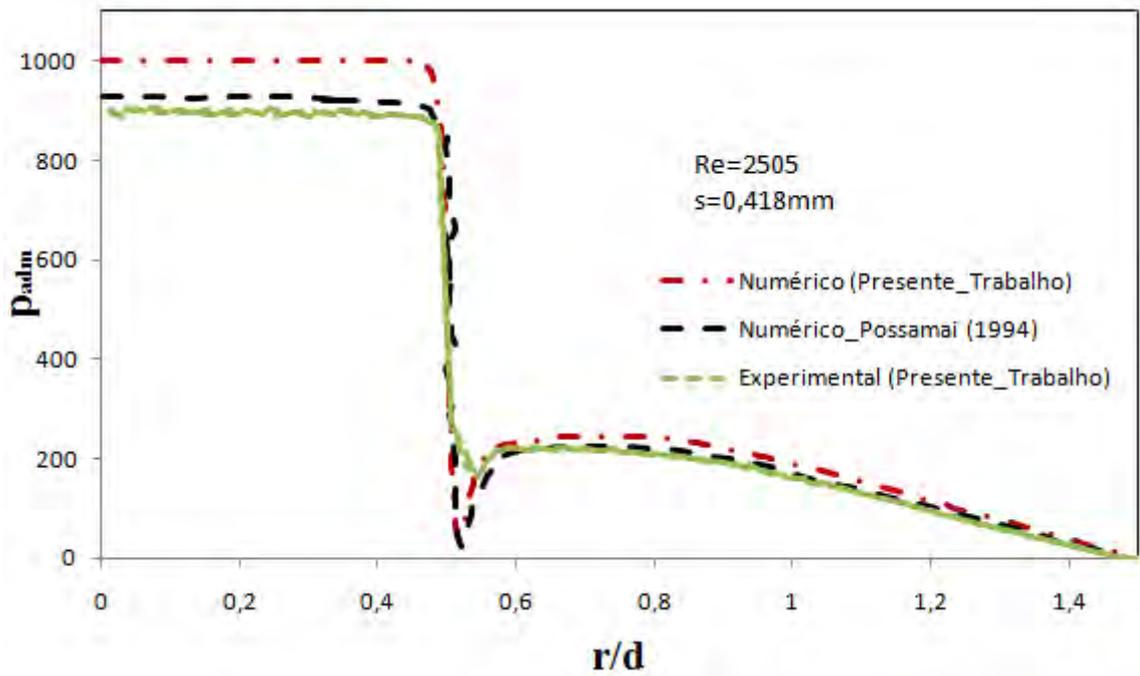


Figura 4.7 - Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=2505$ e $s=0,418\text{mm}$.

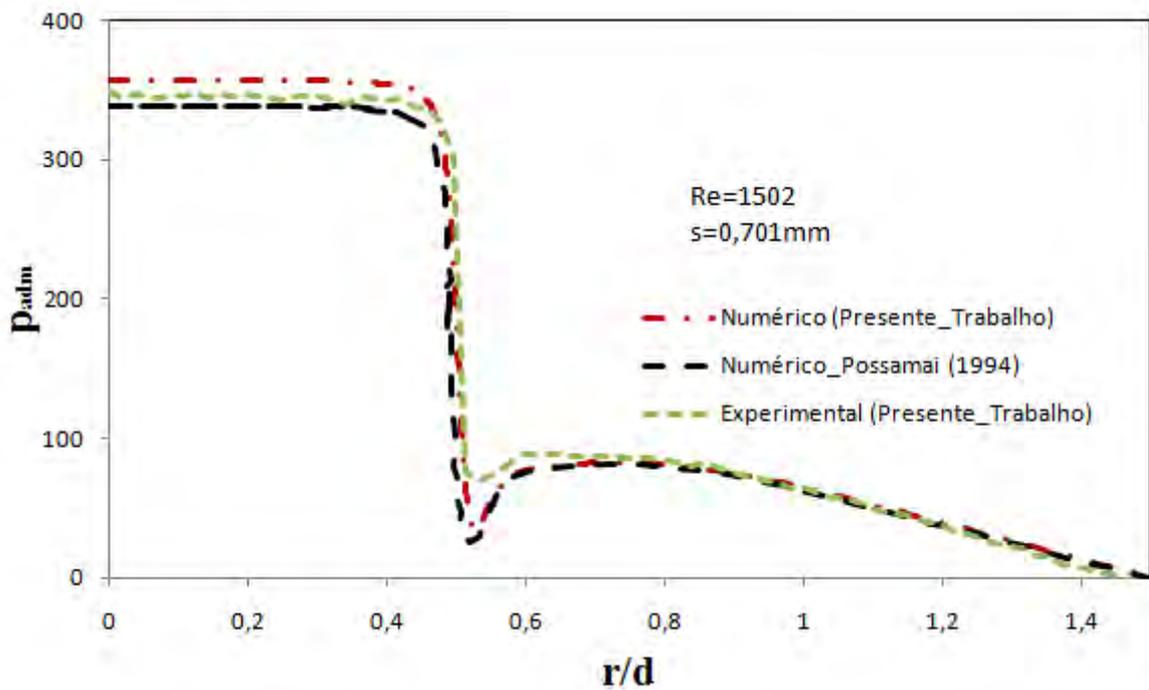


Figura 4.8 - Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=1502$ e $s=0,701\text{mm}$.

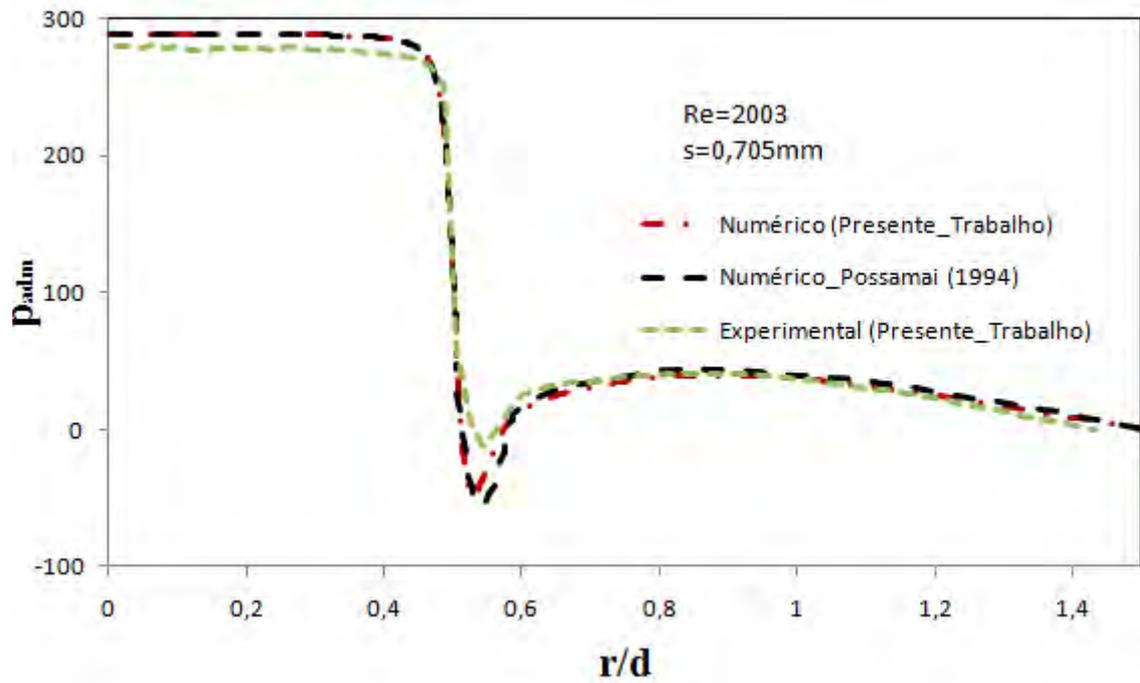


Figura 4.9 - Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=2003$ e $s=0,705mm$.

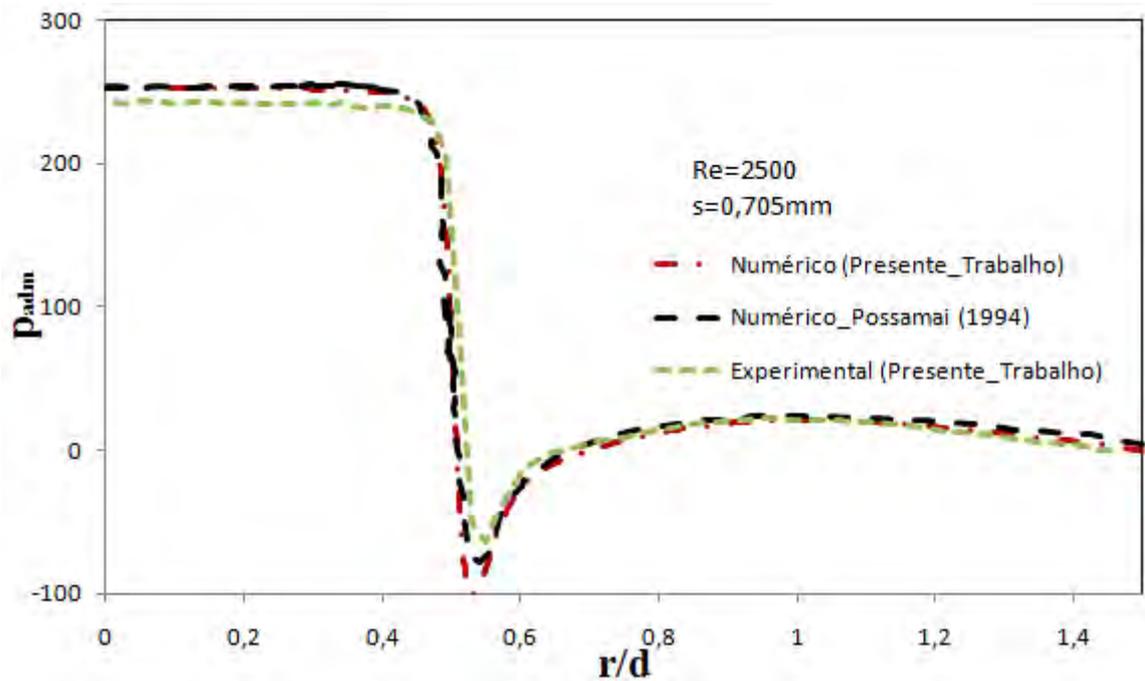


Figura 4.10 - Comparação entre os perfis adimensionais para $Re=2500$ e $s=0,705mm$.

Considerando que a incerteza dos resultados experimentais para a pressão adimensional é da ordem de 10%, pode-se concluir-se que o código computacional está validado no que diz respeito ao perfil de pressão atuante na superfície do disco frontal.

Dois parâmetros globais que medem a eficiência de válvulas de compressores de refrigeração são a área efetiva de escoamento, A_{ee} , e a área efetiva de força, A_{ef} . Estes parâmetros são muito utilizados na simulação do funcionamento do compressor.

A área efetiva de escoamento, A_{ee} , está diretamente relacionada com a perda de carga na válvula e fornece, para um dado diferencial de pressão, a vazão em massa através da válvula. Esta área é definida considerando um escoamento unidimensional, isentrópico e em regime permanente em um orifício de área A_{ee} . A modelagem do escoamento, através desse orifício, considerando condições a montante iguais às de estagnação e comportamento de gás ideal para o fluido, fornece a seguinte equação para a vazão;

$$\dot{m} = A_{ee} p_u \sqrt{(r^{2/k} - r^{(k+1)/k}) \frac{2k}{(k-1) R T_u}} \quad (9)$$

onde,

\dot{m} - fluxo de massa através do orifício de passagem [kg/s];

p_u - pressão a montante da válvula [Pa];

k - C_p/C_v , para o ar $k=1,4$;

T_u - temperatura a montante do orifício [K];

R - 286,9 J/kg K;

r - p_d/p_u ;

$p_u = p_{atm}$ - pressão atmosférica [Pa].

Para mais detalhes sobre a obtenção da eq. (9), ver Apêndice D.

Na simulação do funcionamento do compressor, as equações de movimento da válvula requerem o conhecimento da força que age na palheta. Essa força resulta do diferencial de pressão que atua na válvula, proveniente do escoamento. Em testes de escoamento no regime permanente, nos quais a palheta permanece paralela ao assento, foi determinado que a força total atuante na válvula pode ser expressa com bastante precisão por (SOEDEL, 1972);

$$F = A_{ef} D_p \quad (10)$$

onde A_{ef} é a área efetiva de força e D_p é o diferencial de pressão através da válvula. Maiores detalhes sobre a definição da área efetiva de força são encontrados no Apêndice D.

No presente trabalho esses dois parâmetros também são usados para validar o código computacional.

Validação por Meio das Áreas Efetivas de Escoamento e de Força

As Tabelas 4.1 e 4.2 apresentam os resultados para as áreas efetivas de escoamento e de força. Os valores apresentados são confrontados com os valores numéricos obtidos por Possamai (1994). Como os desvios observados estão dentro da faixa de incerteza dos resultados, pode-se concluir-se que o procedimento de cálculo das áreas está correto. Os valores apresentados nas tabelas foram adimensionalizados usando a área do orifício de passagem.

Tabela 4.1 – Valores comparativos entre as áreas efetivas de escoamento para diferentes casos

	Área Efetiva de Escoamento (Presente Trabalho)	Área Efetiva de Escoamento (Possamai-1994)	%
Re=500 s/d=0,01	0,01160	0,01208	4,3
Re=1500 s/d=0,01	0,01900	0,02000	4,3
Re=500 s/d=0,02	0,0325	0,03320	2,0
Re=1500 s/d=0,02	0,05175	0,05292	2,2

Tabela 4.2 – Valores comparativos entre as áreas efetivas de força para diferentes casos

	Área Efetiva de Força (Presente Trabalho)	Área Efetiva de Força (Possamai-1994)	%
Re=500 s/d=0,01	3,31	3,35	1,0
Re=1500 s/d=0,01	2,70	2,80	1,3
Re=500 s/d=0,02	3,02	3,05	0,9
Re=1500 s/d=0,02	2,03	2,06	1,1

Uma vez validado o código computacional, ele pode ser usado para analisar o escoamento em outras condições de operação, assim como em difusores possuindo dimensões diferentes do difusor estudado experimentalmente. Na seção seguinte analisa-se o comportamento do escoamento para um difusor de dimensões diferentes daquele estudado até agora, usando-se o código computacional desenvolvido.

4.3 Análise Numérica do Escoamento para outro Difusor

A geometria do difusor analisado é idêntica àquela mostrada na Figura 4.1. Entretanto, os diâmetros do orifício e do disco frontal são, respectivamente, iguais a $d = 5,3\text{mm}$ e $D = 7,32\text{mm}$, geometria próxima de válvulas de compressores. Esses valores resultam em uma relação de diâmetro, de $D/d \cong 1,38$, muito diferente da estudada anteriormente, $D/d = 3,0$, o que configura escoamentos de características diferentes, como poderá ser comprovada a seguir.

As condições de contorno adotadas também são as mesmas apresentadas na Figura 4.1. Um novo teste de malha foi realizado e os resultados são apresentados na Figura 4.11. Em função destes resultados, a malha intermediária de 242×272 foi utilizada para analisar o escoamento por requerer um tempo computacional menor, mas sem comprometer a qualidade dos resultados.

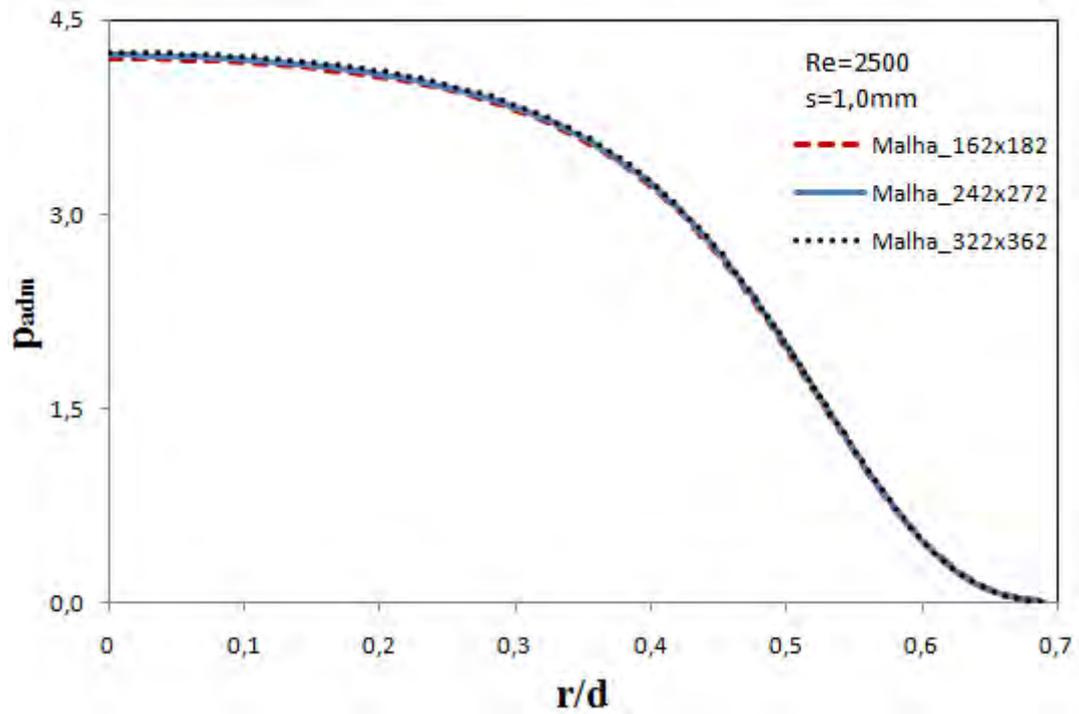


Figura 4.11 - Perfil de pressão para diferentes malhas

As Figuras 4.12 a 4.16 apresentam os resultados do perfil adimensional de pressão sobre o disco frontal para números de Reynolds variando de 500 a 2500 e espaçamentos entre discos na faixa de 0,125 a 1,0mm.

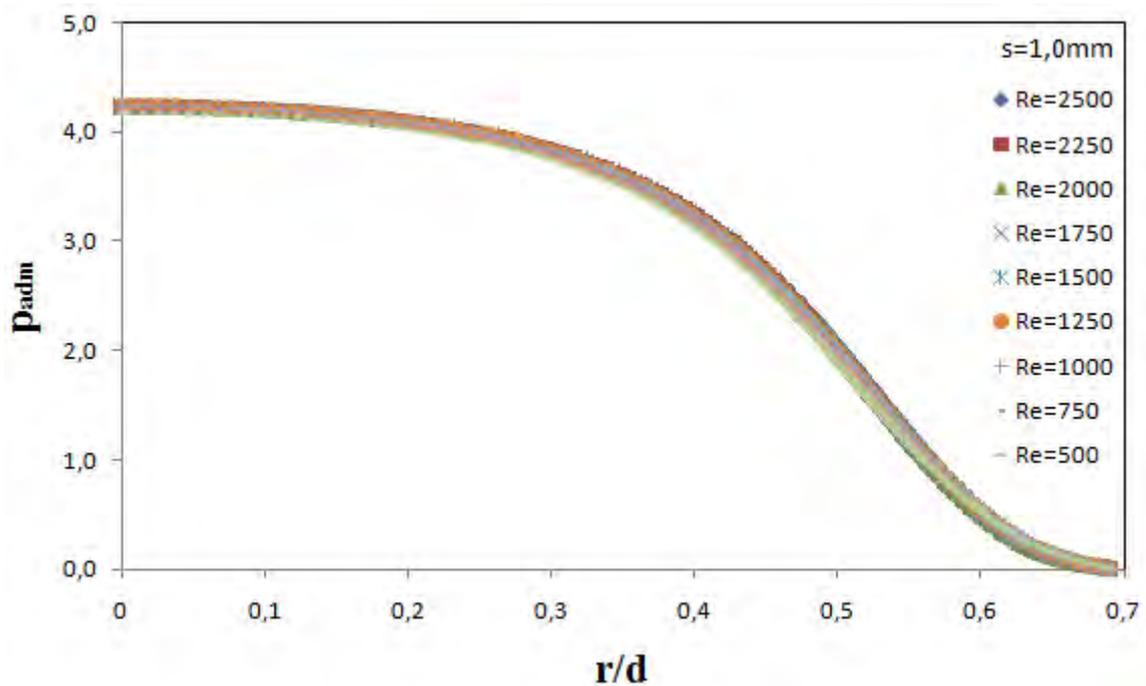


Figura 4.12 - Perfis adimensionais de pressão para $s=1,0\text{mm}$

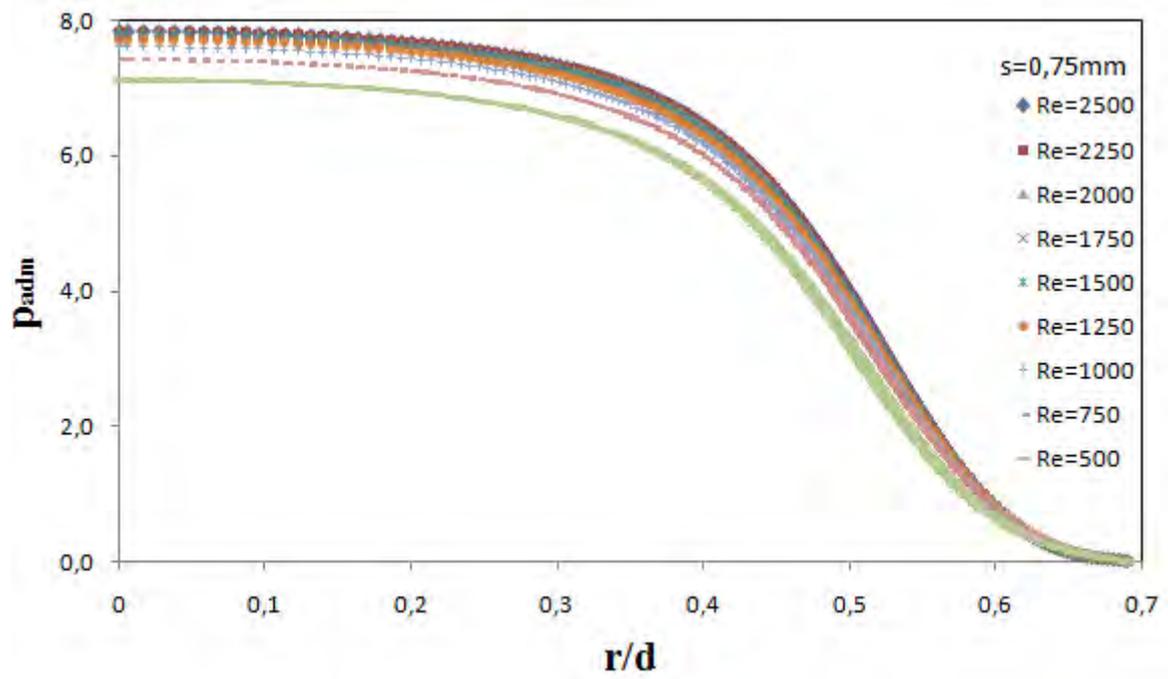


Figura 4.13 - Perfis adimensionais de pressão para $s=0,75\text{mm}$

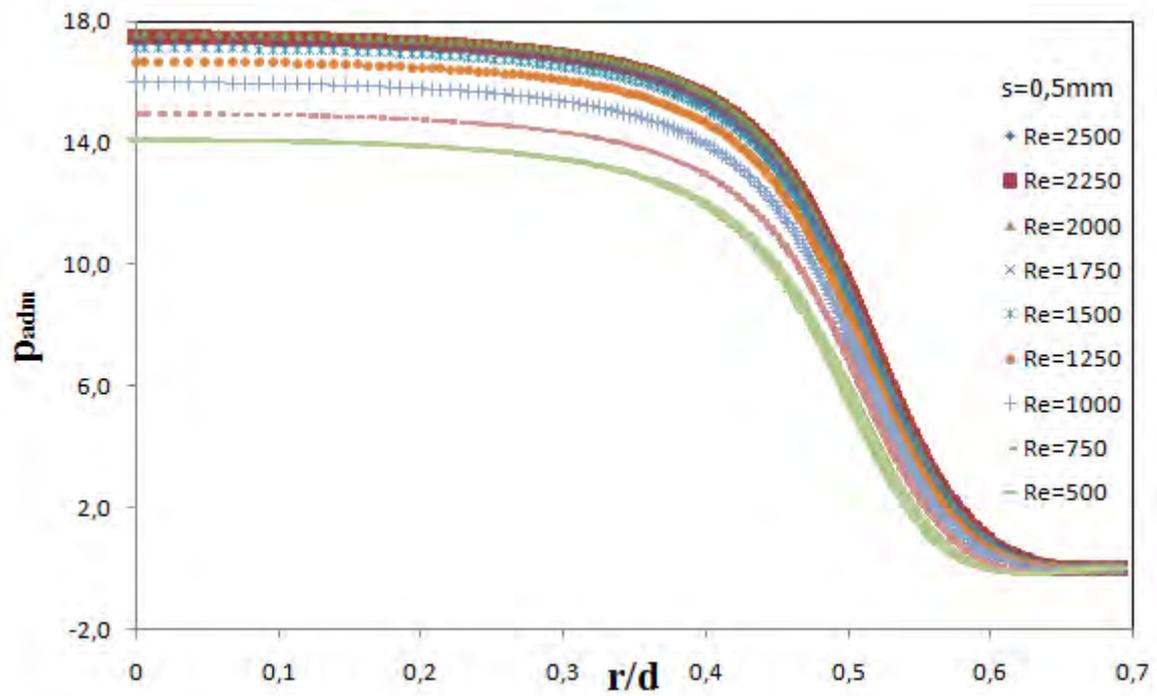


Figura 4.14 - Perfis adimensionais de pressão para $s=0,5\text{mm}$

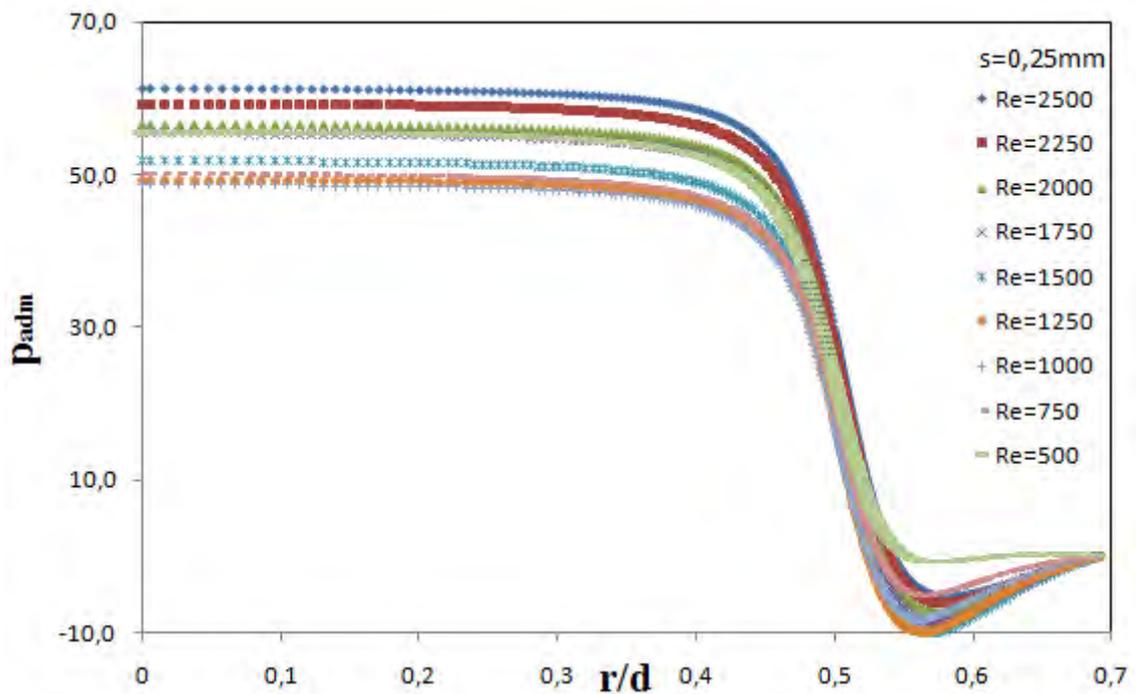


Figura 4.15 - Perfis adimensionais de pressão para $s=0,25\text{mm}$

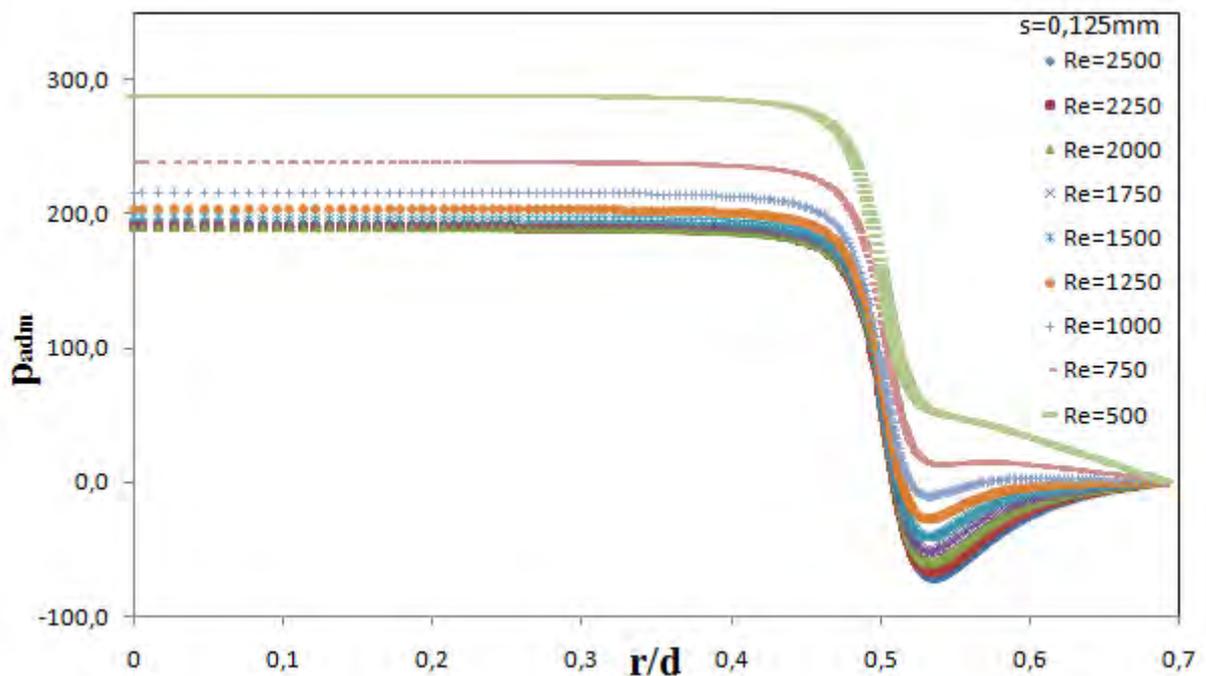


Figura 4.16 - Perfis adimensionais de pressão para $s=0,125\text{mm}$

De maneira geral, o comportamento do perfil de pressão sobre o disco frontal é semelhante àquele observado para o caso do difusor analisado anteriormente com razão de diâmetro igual a $D/d=3$. Nota-se a existência de maiores variações de pressão com o número

de Reynolds à medida que o afastamento entre os discos diminui. Para $s=1,0\text{mm}$, o maior afastamento analisado, o perfil de pressão praticamente não varia com o número de Reynolds. Para este mesmo afastamento, observa-se que o gradiente de pressão é mais suave na região de entrada do difusor.

As Figuras 4.17 a 4.19 mostram, respectivamente, o comportamento da pressão máxima (para $r/d=0$) dimensional, da energia cinética por unidade de volume e da pressão máxima adimensional em função do número de Reynolds e afastamento.

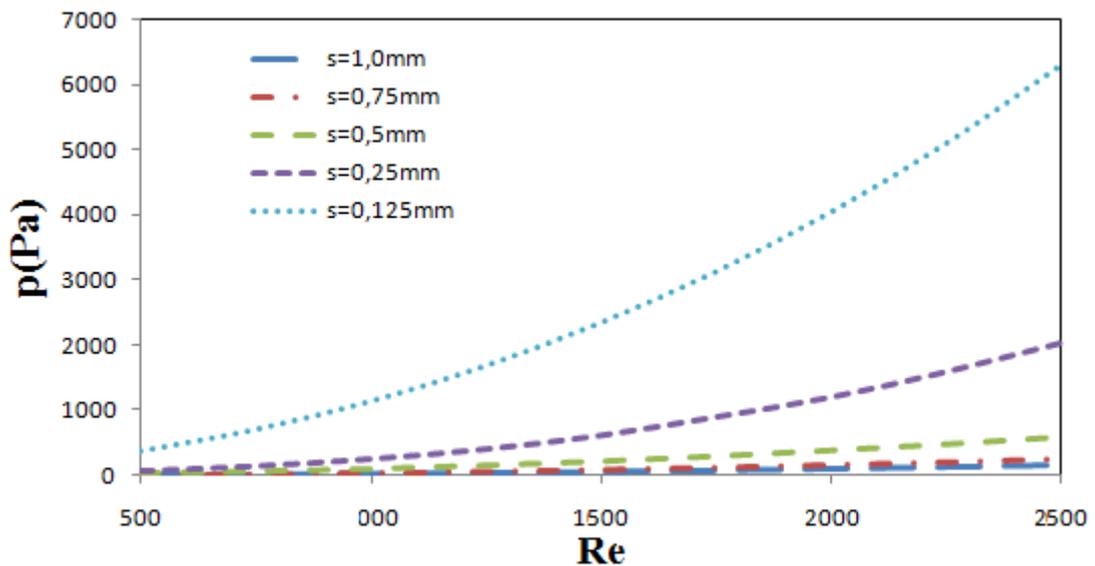


Figura 4.17 - Comportamento da pressão dimensional máxima ($r/d=0$) em função do número de Reynolds e do afastamento.

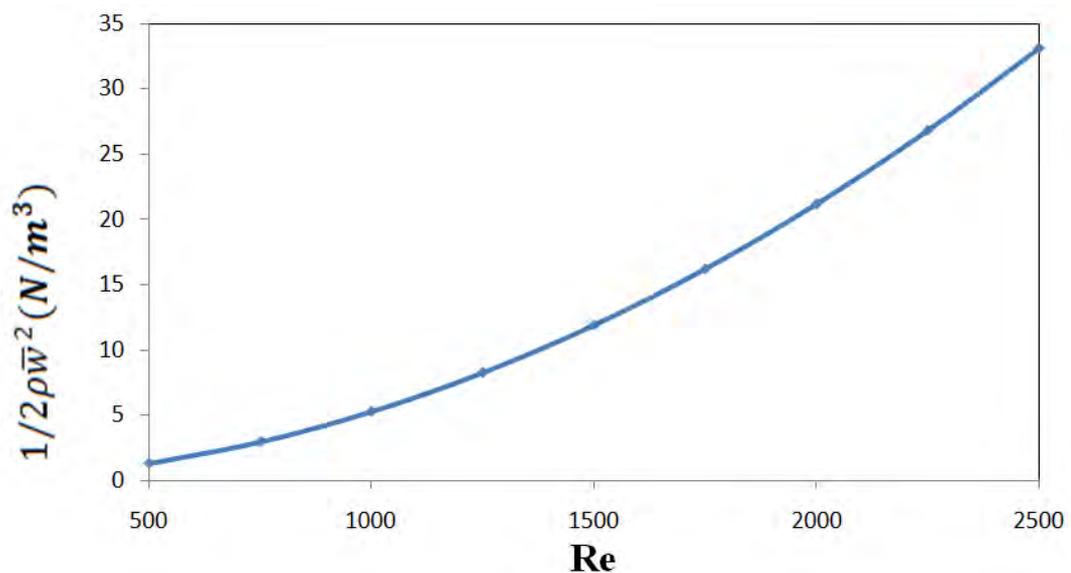


Figura 4.18 - Comportamento da energia cinética por unidade de volume em função do número de Reynolds.

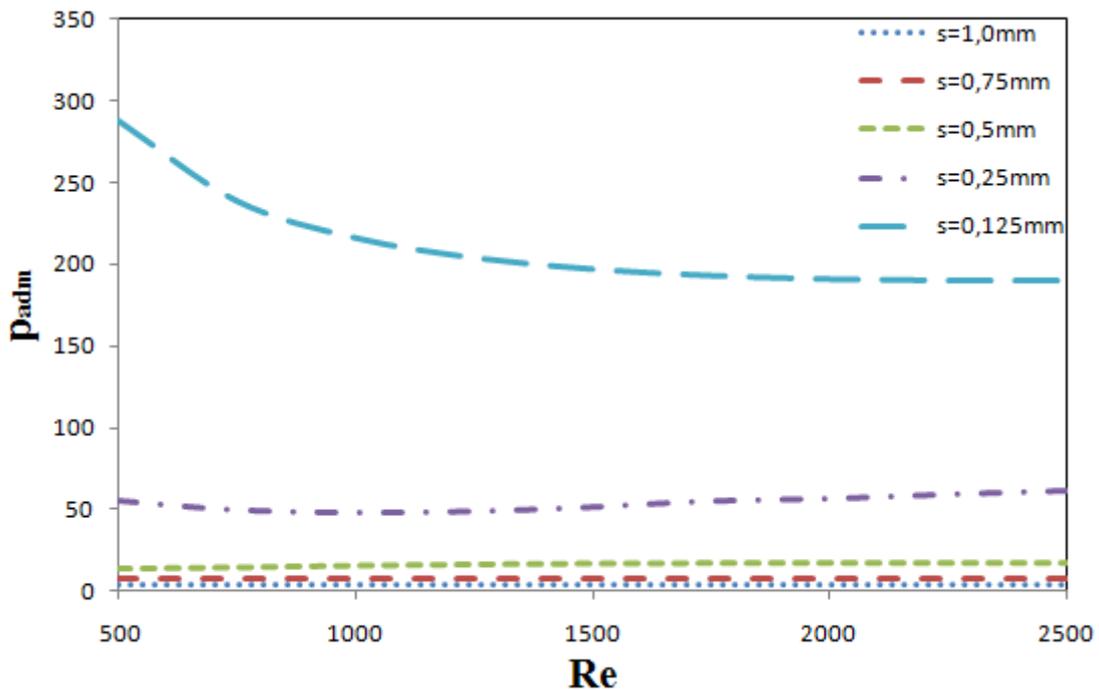
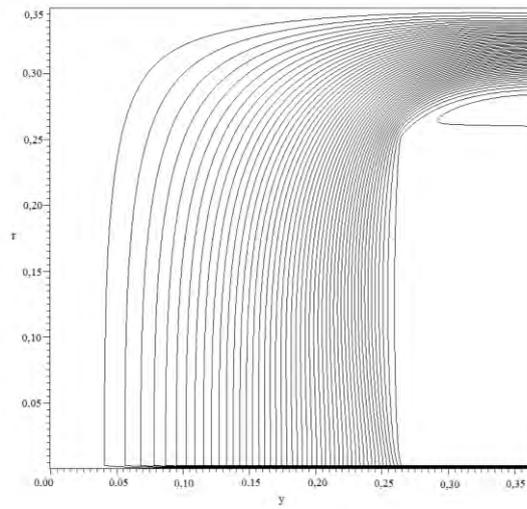


Figura 4.19 - Comportamento da pressão adimensional máxima ($r/d=0$) em função do número de Reynolds.

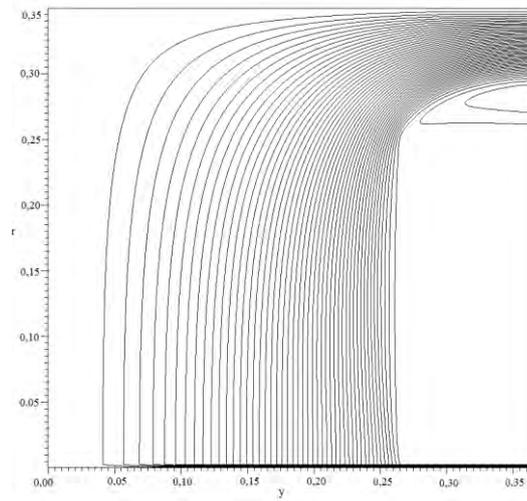
As Figuras 4.17 a 4.19 mostram a influência da adimensionalização usada, que envolve a razão entre a pressão dimensional e a energia cinética por unidade de volume do escoamento na entrada do orifício. Para um mesmo afastamento, quando o número de Reynolds aumenta, ambos, pressão e energia cinética aumentam. Como essas variáveis possuem influência contrária sobre a pressão adimensional, o resultado final de seu comportamento depende da forma de variação da pressão dimensional e da energia cinética.

A inversão do comportamento da pressão adimensional ocorre apenas para o menor $s=0,125$. Isso ocorre porque a pressão dimensional aumenta muito para a mesma energia cinética. Então, a medida que o número de Reynolds aumenta, a pressão adimensional tende a diminuir inicialmente para depois ficar praticamente constante.

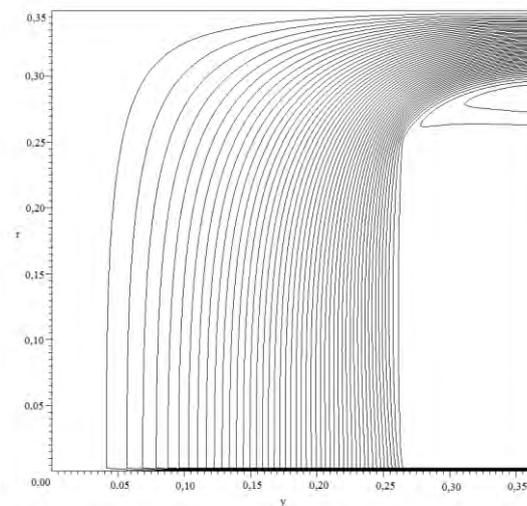
Com o objetivo de explorar melhor esses resultados, as Figuras 4.20 a 4.24 mostram as linhas de corrente para todos os afastamentos, considerando os casos de $Re=500$, 1000 e 1500 .



(a)

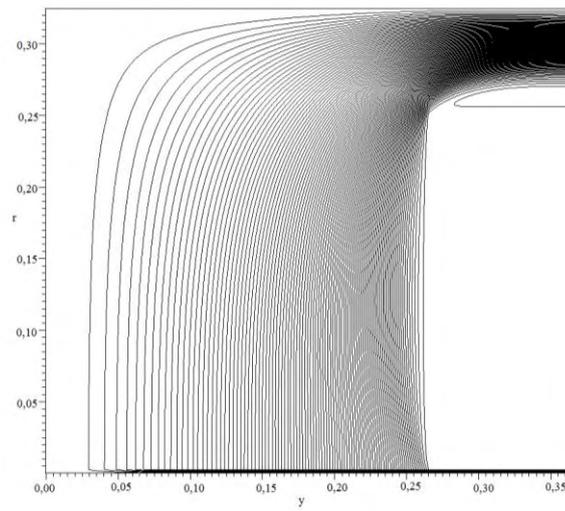


(b)

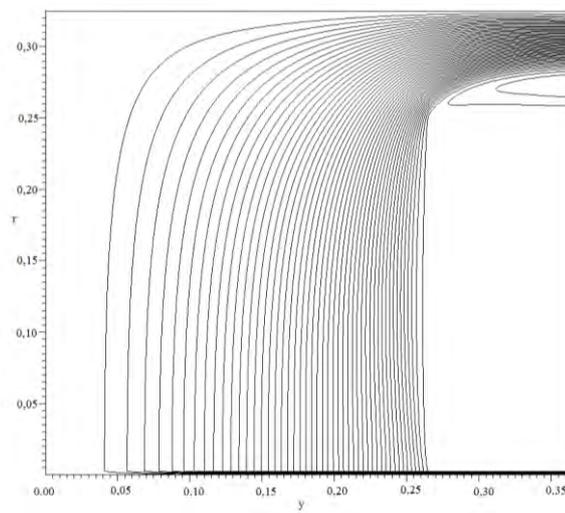


(c)

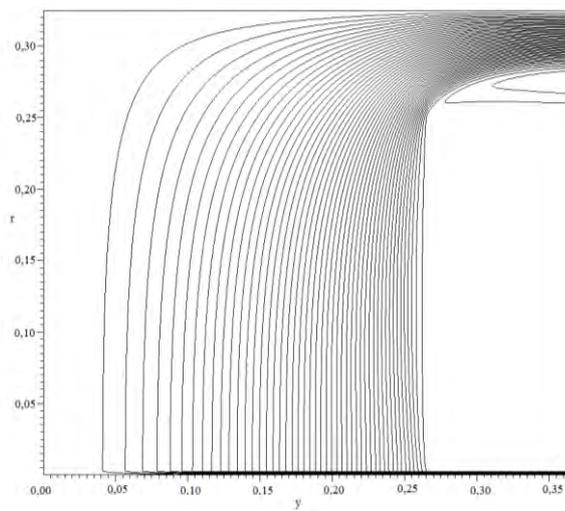
Figura 4.20 – Linhas de corrente para $s=1,0\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$.



(a)

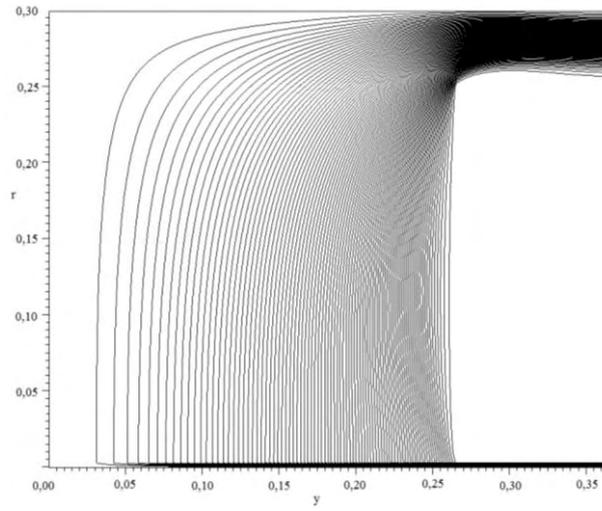


(b)

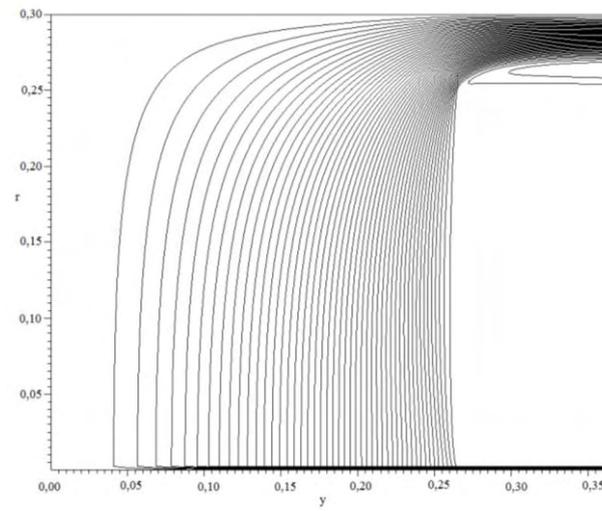


(c)

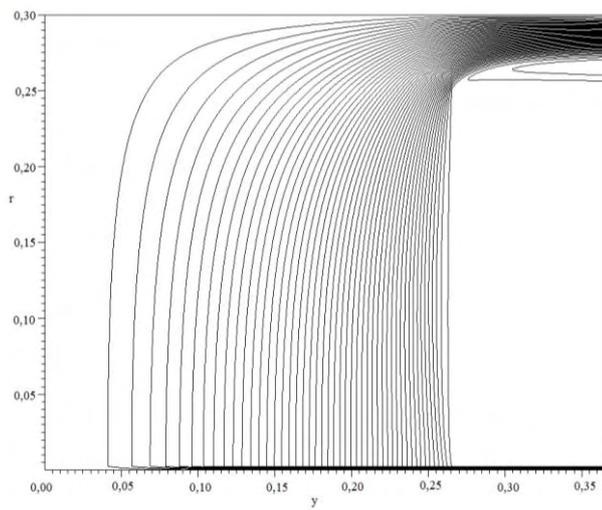
Figura 4.21 – Linhas de corrente para $s=0,75\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$.



(a)

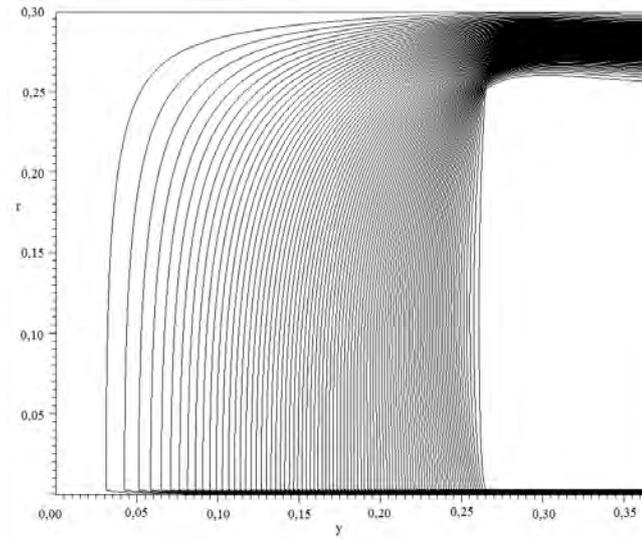


(b)

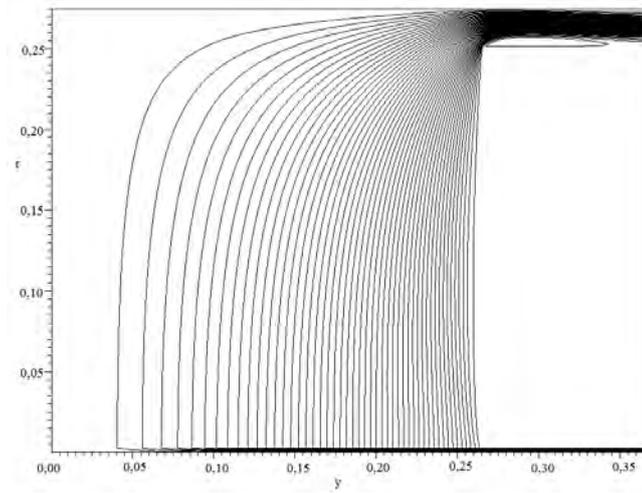


(c)

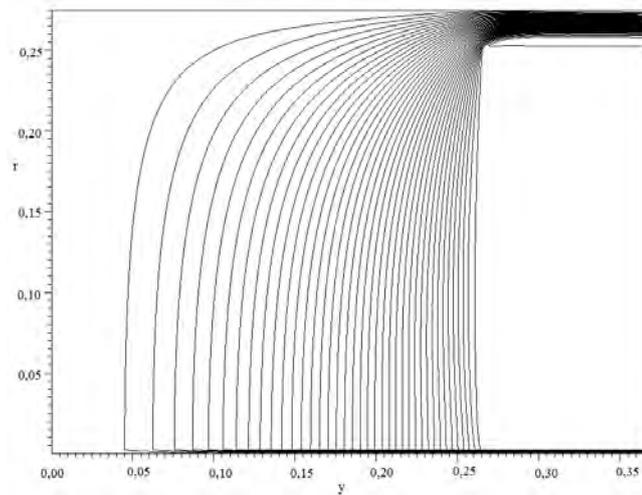
Figura 4.22 – Linhas de corrente para $s=0,5\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$.



(a)

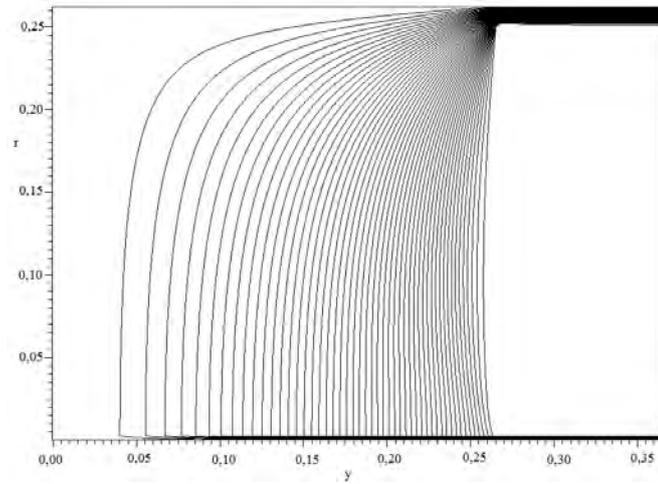


(b)

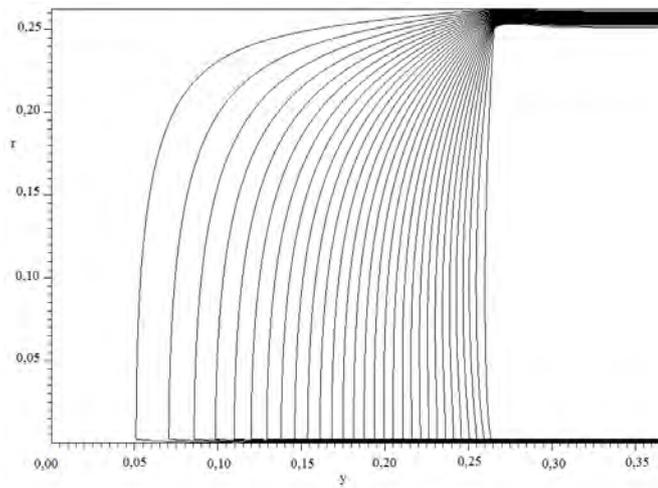


(c)

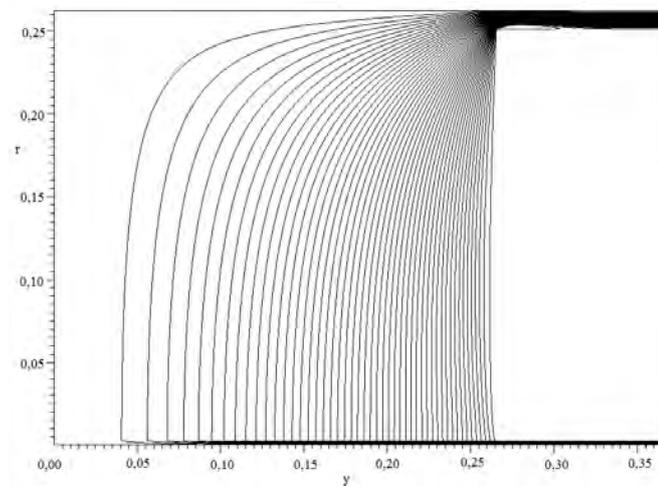
Figura 4.23 – Linhas de corrente para $s=0,25\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.24 – Linhas de corrente para $s=0,125\text{mm}$ e a) $Re=500$; b) $Re=1500$ e c) $Re=2500$.

Os resultados de linha de corrente apresentados mostram a presença de uma região de recirculação do fluido na entrada do difusor (região entre os discos frontal e anterior). Essa recirculação aumenta à medida que ambos, número de Reynolds e espaçamento, aumentam. Para os maiores valores de afastamento e número de Reynolds a recirculação atinge toda a extensão do difusor, provocando inclusive entrada de fluido na saída do difusor. Dessa forma, pode-se contestar os resultados obtidos nestes casos devido à condição de contorno de escoamento localmente parabólico na saída do difusor usada na solução do problema. Essa condição de contorno estabelece que o escoamento encontra-se plenamente desenvolvido na saída, o que não é verificado nos resultados, pois ocorre inclusive a entrada de fluido. Uma maneira de verificar se essa condição, embora considerada "fraca", está modificando o escoamento à montante, é resolver o problema com um domínio estendido, conforme mostrado na Figura 4.25.

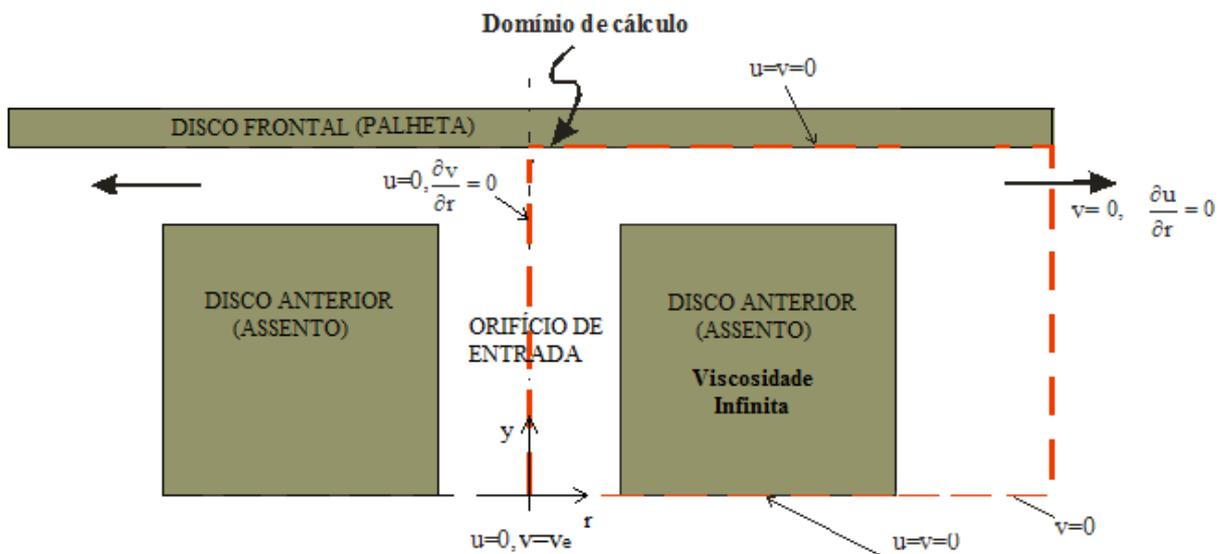


Figura 4.25 - Domínio estendido do difusor radial.

As Figuras 4.26 e 4.27 mostram os resultados para o perfil de pressão adimensional para número de Reynolds 1500 e 500 e espaçamento de 1,0mm, considerando os dois domínios de cálculos utilizados.

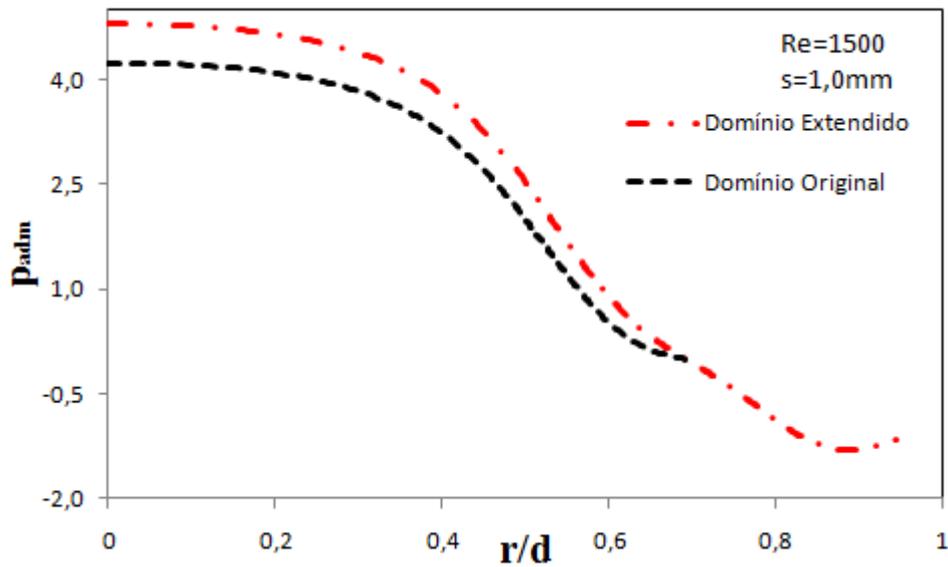


Figura 4.26 – Perfis adimensionais de pressão considerando os dois domínios de cálculo para $Re=1500$ e $s=1,0\text{mm}$.

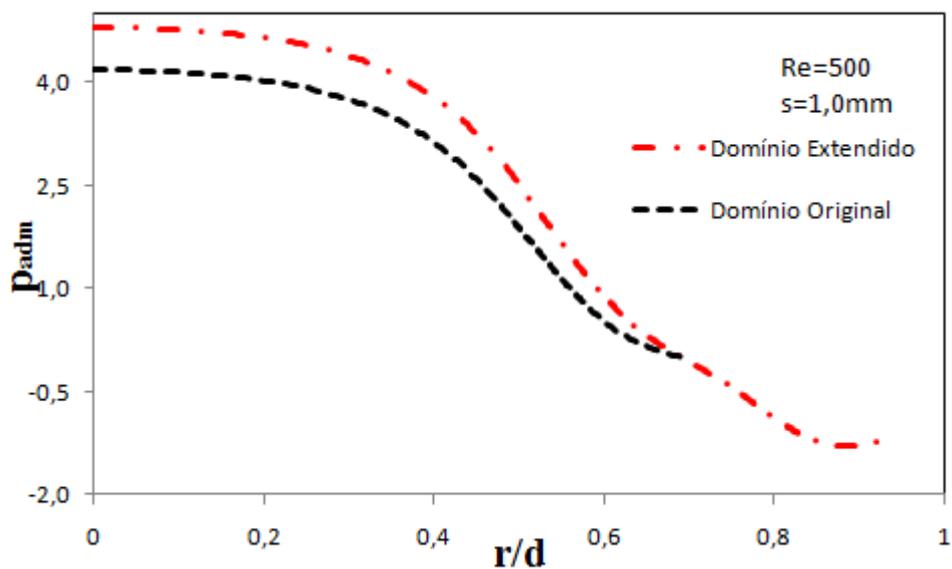


Figura 4.27 – Perfis adimensionais de pressão considerando os dois domínios de cálculo para $Re=500$ e $s=1,0\text{mm}$.

Os resultados apresentados mostram que a condição de contorno de escoamento localmente parabólico na saída do difusor (domínio original) influencia os resultados de pressão adimensional sobre o disco frontal. As Figuras 4.28 e 4.29 mostram que as linhas de corrente não sofrem variações significativas na região do difusor e que as dimensões das recirculações são semelhantes. As Figuras 4.30 e 4.31 apresentam o campo de pressão em

todo domínio para os dois casos analisados, nas quais percebe-se a diferença de pressão obtida para os dois domínios.

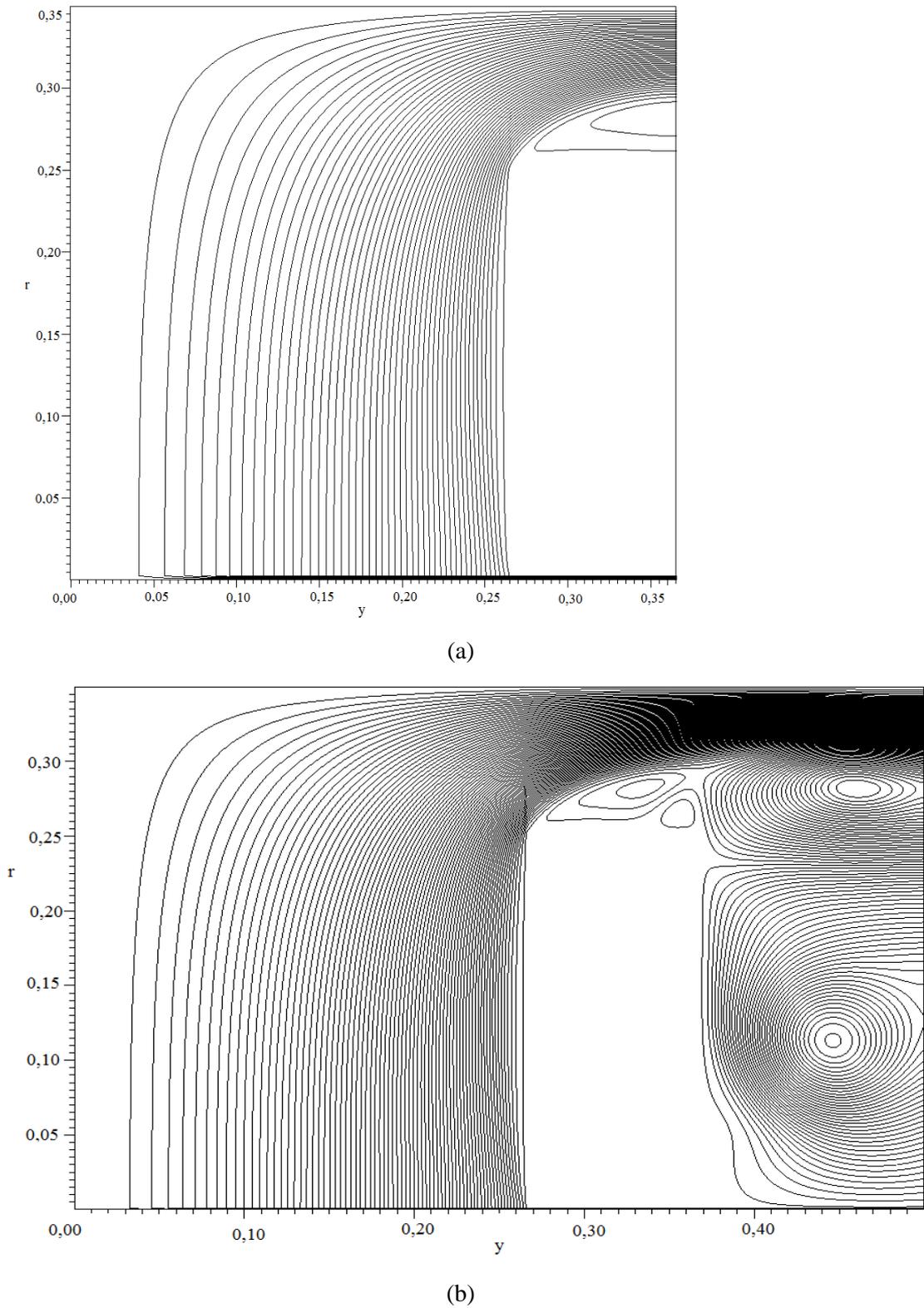
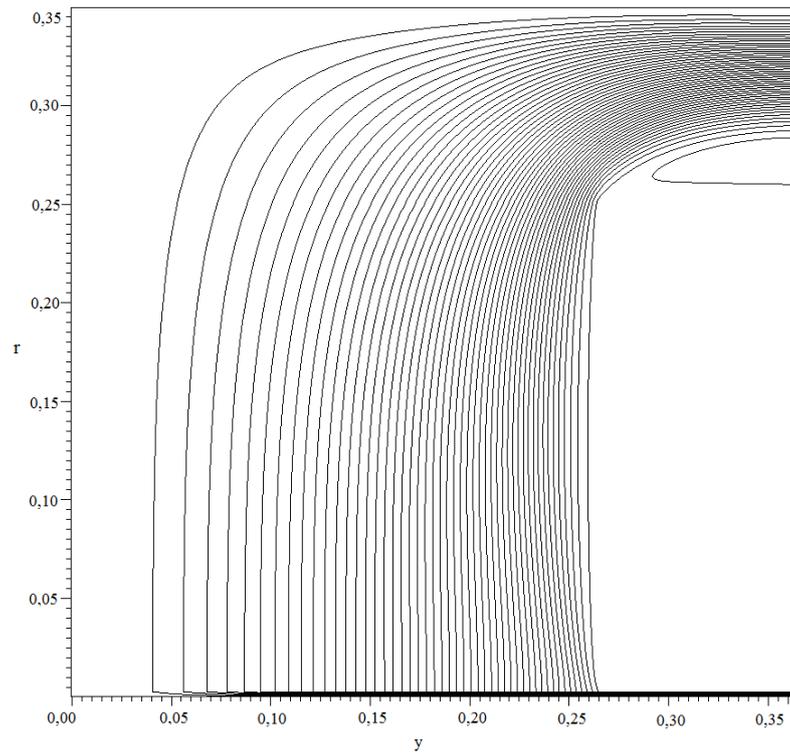
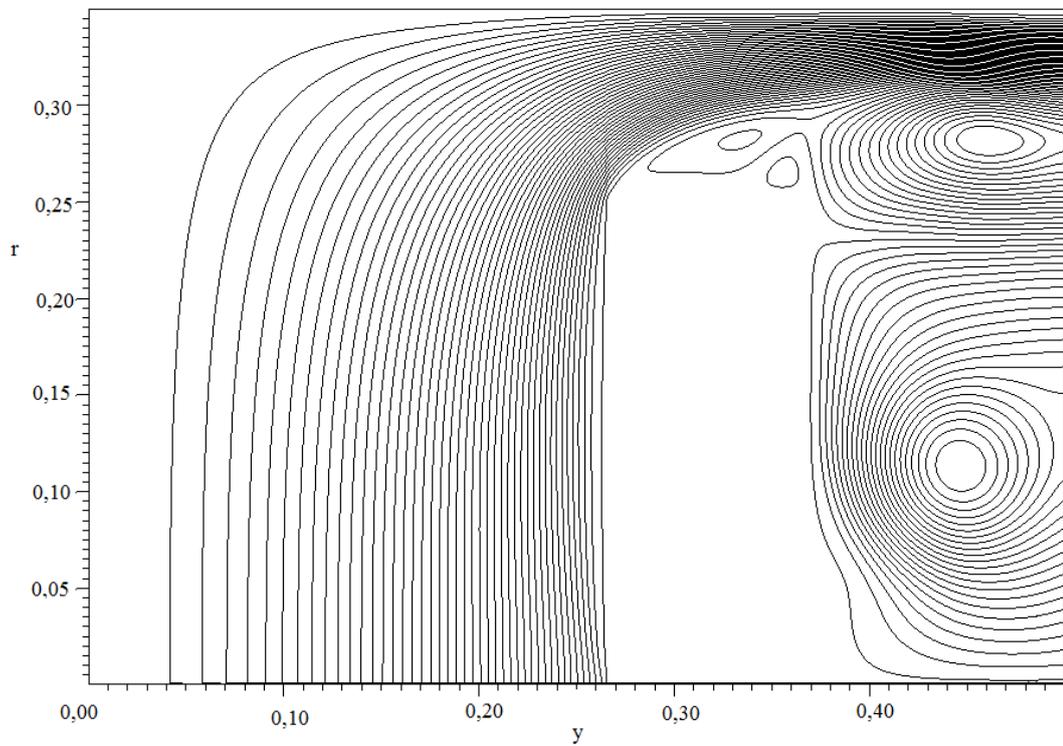


Figura 4.28 - Linhas de corrente considerando $Re=1500$ e $s=1,0\text{mm}$ para a) domínio original e b) domínio estendido.

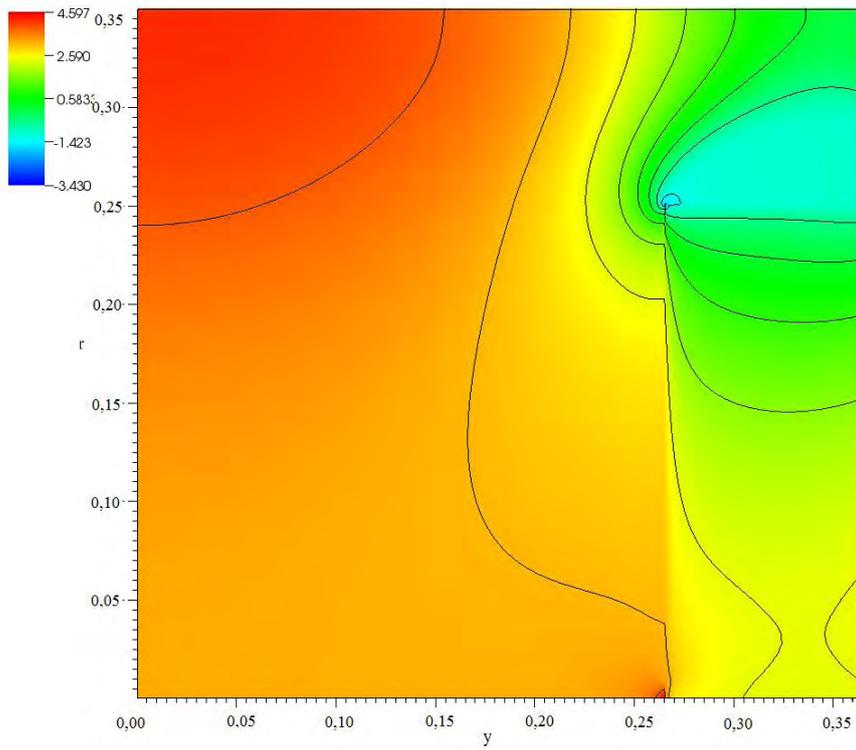


(a)

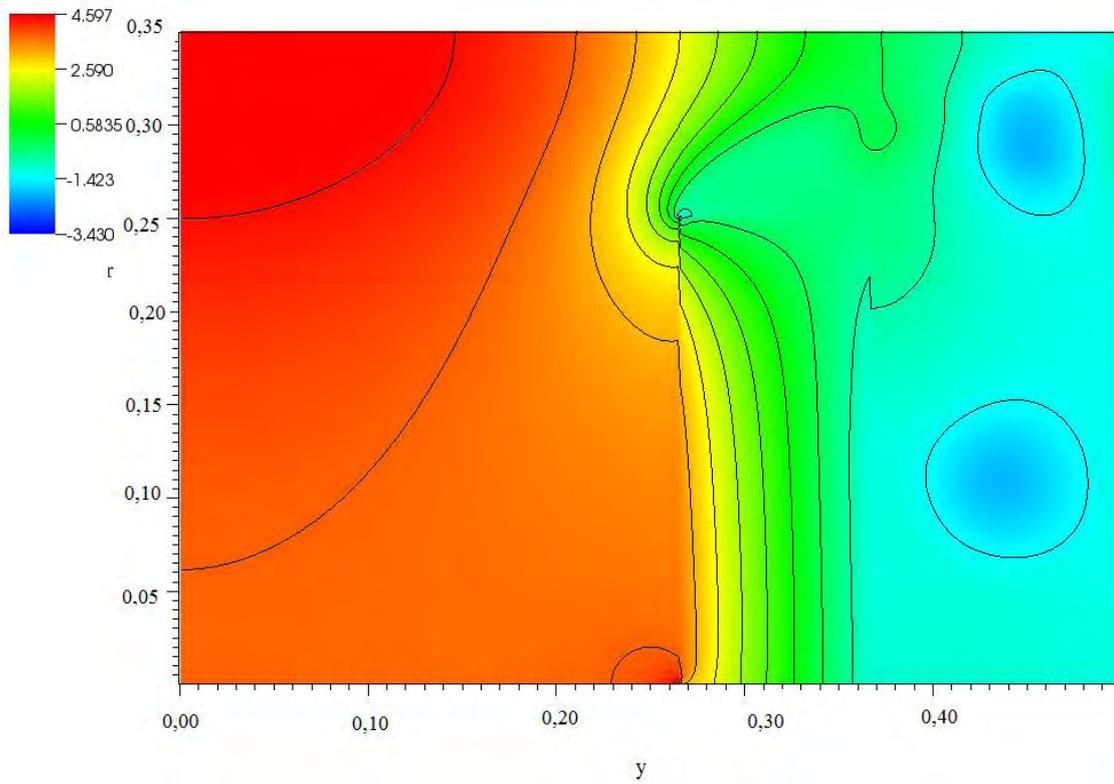


(b)

Figura 4.29 - Linhas de corrente considerando $Re=500$ e $s=1,0\text{mm}$ para a) domínio original e b) domínio estendido.

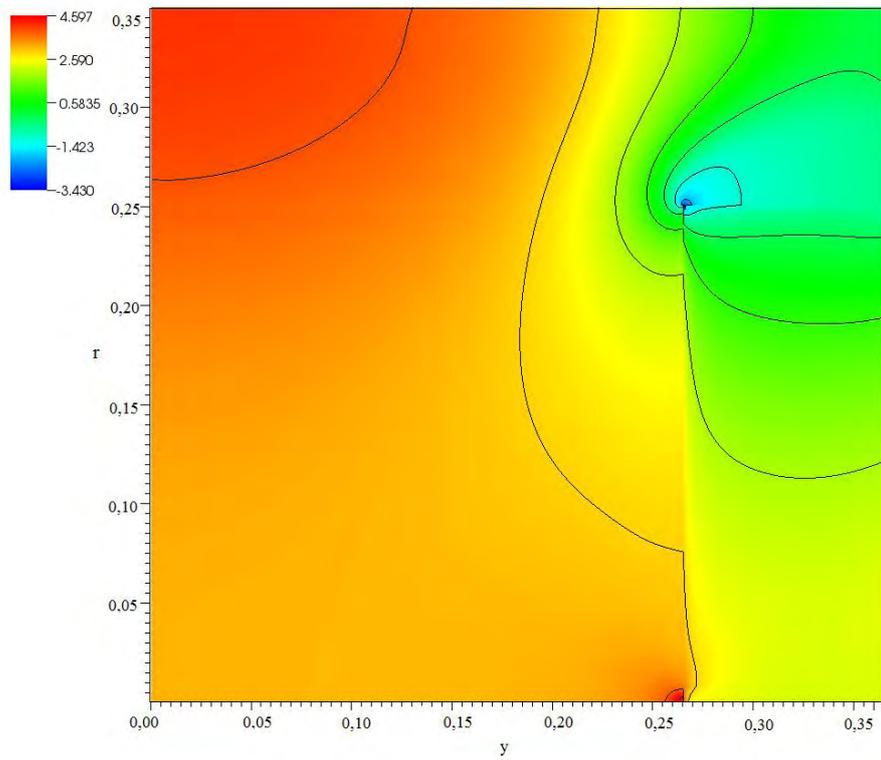


(a)

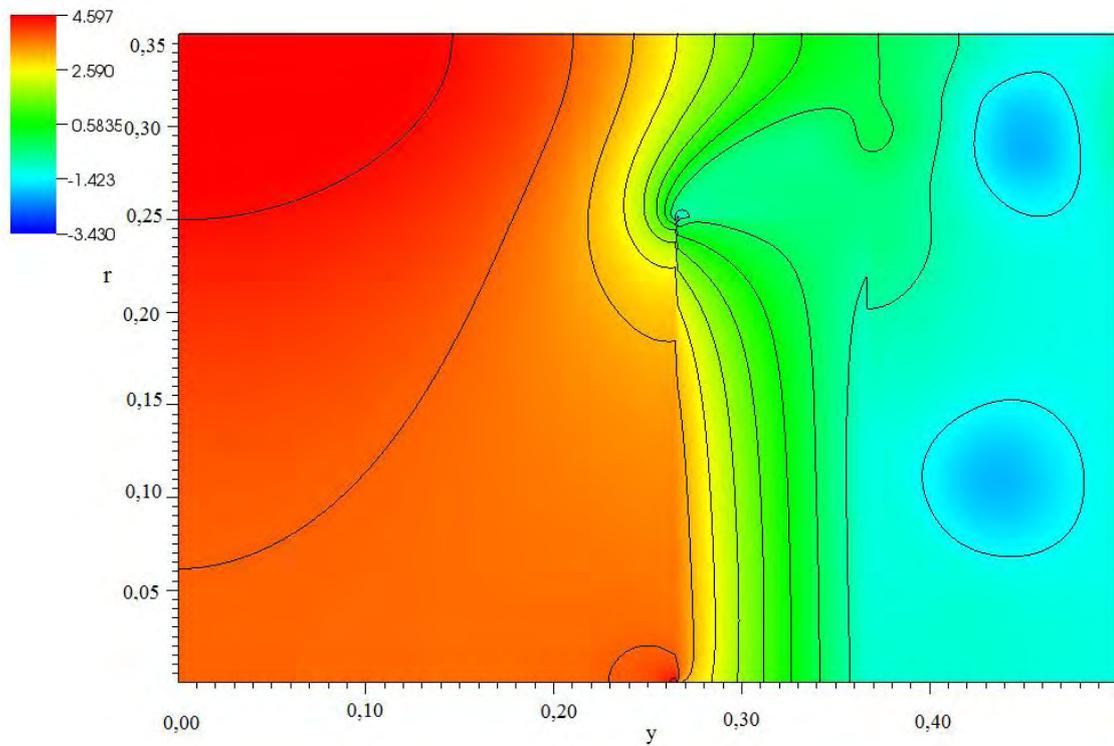


(b)

Figura 4.30 - Linhas de corrente considerando $Re=1500$ e $s=1,0\text{mm}$ para a) domínio original e b) domínio estendido.



(a)



(b)

Figura 4.31 - Linhas de corrente considerando $Re=500$ e $s=1,0\text{mm}$ para a) domínio original e b) domínio estendido.

A análise dos parâmetros de eficiência é importante para o projeto do sistema de válvulas. A seguir são apresentadas as áreas efetivas de escoamento e de força para todos os casos analisados.

Parâmetros de Eficiência

As Figuras 4.32 e 4.33 apresentam, respectivamente, a força e diferencial total de pressão do escoamento em função do número de Reynolds para todos os afastamentos.

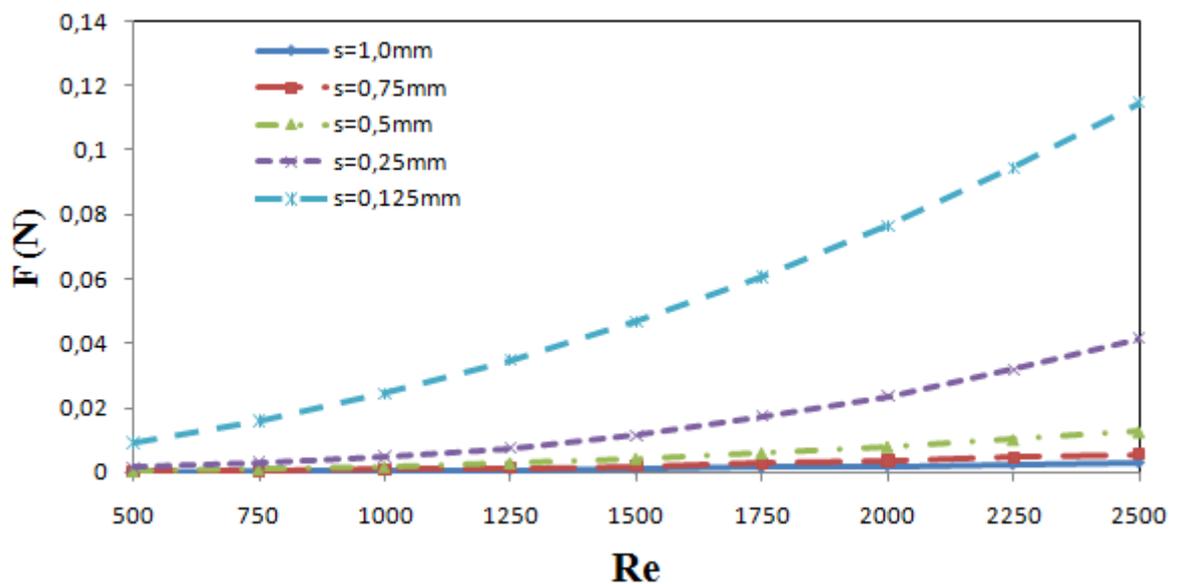


Figura 4.32 – Força dimensional em função do número de Reynolds.

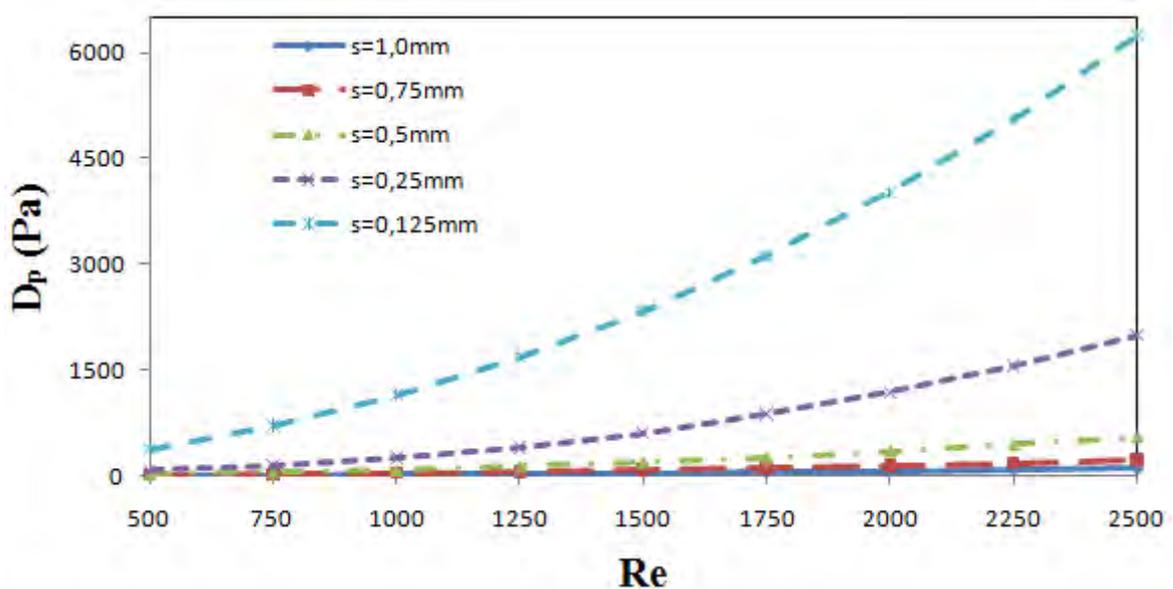


Figura 4.33 – Diferencial total de pressão do escoamento.

Para os espaçamentos de 1,0mm, 0,75mm e 0,5mm, tanto a força dimensional quanto o diferencial de pressão não variam significativamente com o número de Reynolds. Para os espaçamentos de 0,25mm e 0,125mm, entretanto, observa-se um aumento significativo de tanto da força como do diferencial de pressão com o aumento do número de Reynolds. Além disso, observa-se o crescimento de ambas as variáveis com a redução do espaçamento. Esses comportamentos são esperados devido ao aumento da resistência do escoamento com o aumento de Reynolds e com a redução do espaçamento.

As Figuras 4.34 a 4.37 apresentam o comportamento da área efetiva de força e da área efetiva de escoamento adimensional em função do número de Reynolds e do afastamento, respectivamente.

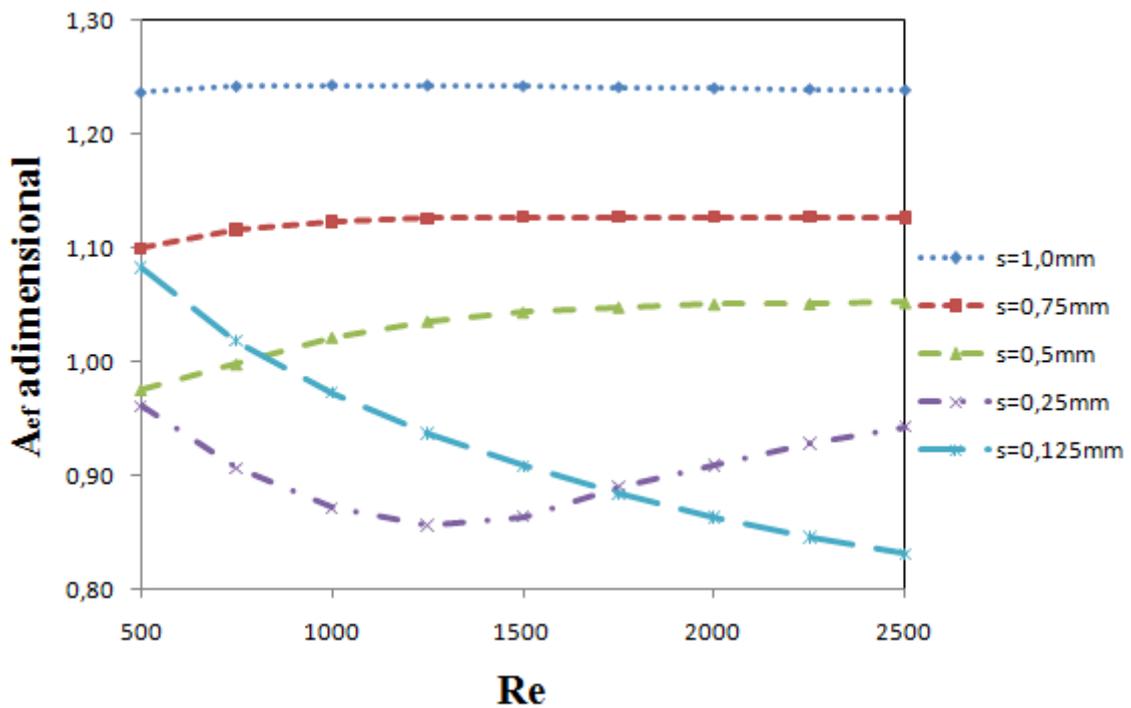


Figura 4.34 – Área efetiva de força adimensional em função do número de Reynolds.

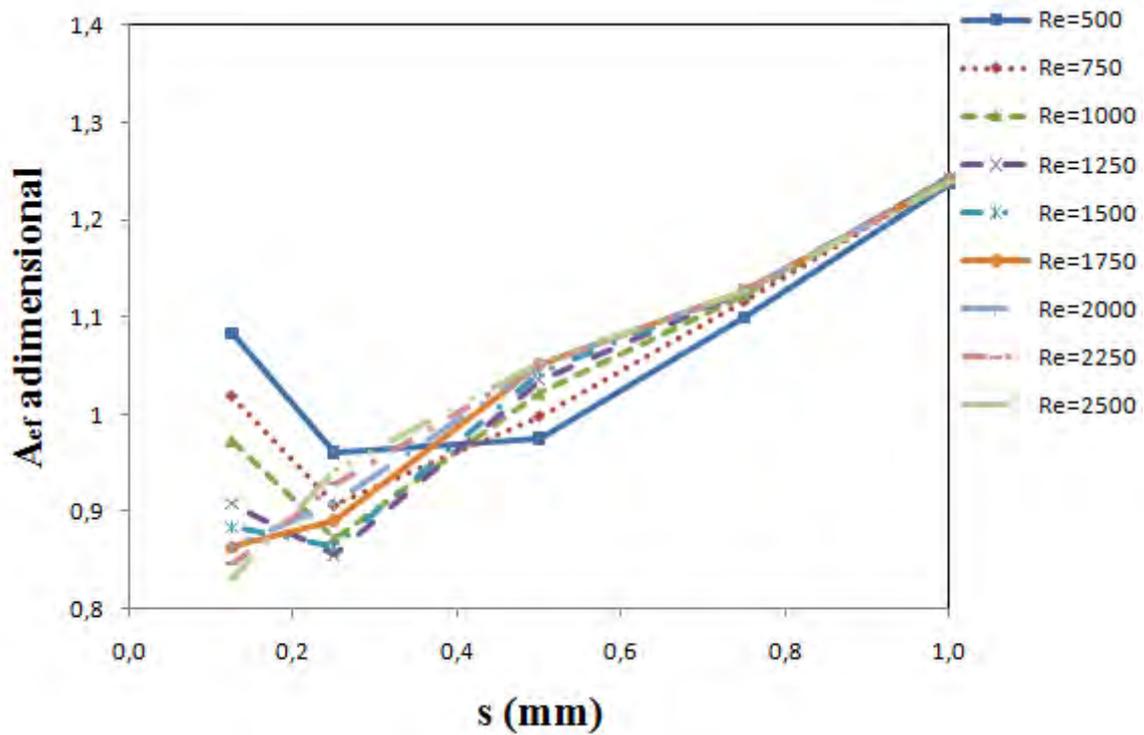


Figura 4.35 – Área efetiva de força adimensional em função do afastamento.

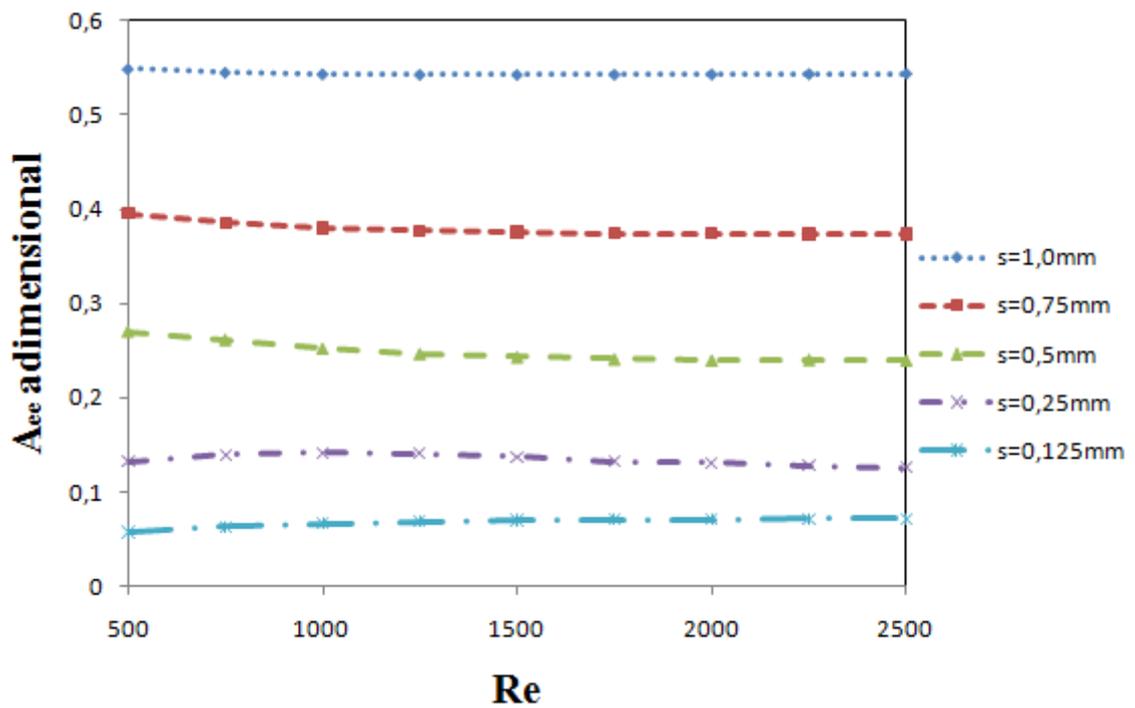


Figura 4.36 – Área efetiva de escoamento adimensional em função do número de Reynolds.

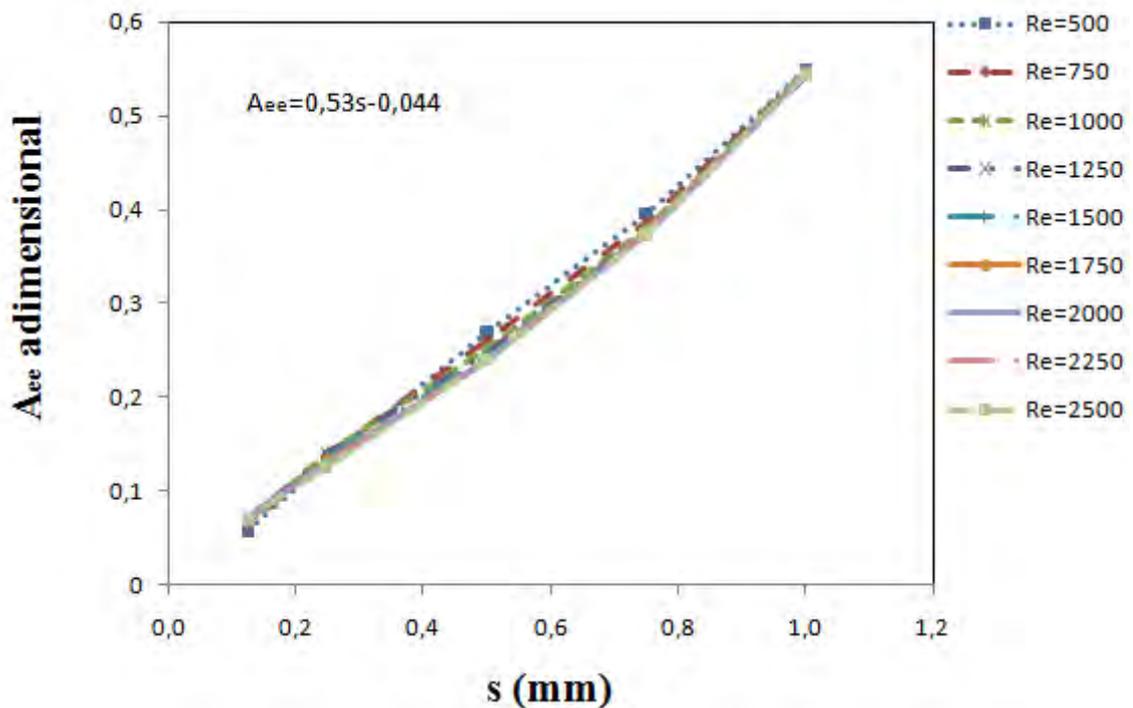


Figura 4.37 – Área efetiva de escoamento adimensional em função do afastamento

Nota-se Figura 4.34, que a área efetiva de força aumenta com o crescimento do número de Reynolds para os afastamentos iguais a $s=0,5$, $s=0,75$ e $s=1,0$ mm, com taxas de crescimento menores à medida que o afastamento aumenta. Entretanto, para $s=0,25$ mm, o comportamento é mais complexo. Inicialmente, a área efetiva de força sofre redução para depois iniciar uma trajetória de crescimento. Para $s=0,125$ mm, a área efetiva de força diminui com o aumento do número de Reynolds. Isso significa que o aumento do diferencial de pressão através da válvula é maior do que o aumento da força à medida que o número de Reynolds aumenta.

A Figura 4.35 permite analisar o comportamento da área efetiva de força com o aumento do afastamento entre os discos, s . Para números de Reynolds variando de 1750 a 2500, observa-se um comportamento crescente da área efetiva de força. Entretanto, para $500 \leq Re \leq 1500$ nota-se uma redução inicial da área efetiva de força e, depois, um crescimento contínuo para os maiores afastamentos. Os valores mínimos da área efetiva de força ocorrem para valores de afastamento entre 0,25 e 0,5mm.

As Figuras 4.36 e 4.37 apresentam, respectivamente, os valores da área efetiva de escoamento adimensional em função do número de Reynolds e do afastamento. Na Figura 4.36 observa-se que a variação da área efetiva de escoamento com o número de Reynolds é insignificante. Entretanto, a área efetiva de escoamento, para todos os números de Reynolds,

varia praticamente de forma linear com o afastamento, podendo ser agrupadas em uma única equação.

$$A_{ee} = 0,53 s - 0,044 \quad (11)$$

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma investigação experimental e numérica do escoamento em difusores radiais, que foram usadas como modelos para representar o sistema de válvulas de compressores de refrigeração. Uma bancada experimental foi projetada, construída e validada para medir a distribuição de pressão sobre o disco frontal para diferentes vazões e diferentes afastamentos, entre os discos frontal e anterior do difusor. Paralelamente, foi desenvolvido um código computacional para simular numericamente o mesmo problema abordado experimentalmente. O código computacional foi desenvolvido usando a metodologia de Volumes Finitos com malhas desencontradas e posteriormente foi validado. A validação do código computacional possibilitou a análise numérica de outra configuração de difusor por meio da distribuição de pressão atuante no disco frontal e das áreas efetivas de força e de escoamento, que são parâmetros usados na simulação global do compressor.

Os testes experimentais evidenciaram a importância da medição precisa da vazão do escoamento, da pressão sobre o disco frontal e, sobretudo, da distância entre os discos frontal e anterior. Incertezas da ordem de 0,1mm na medição dessa última variável podem resultar em variações de 7% na pressão sobre o disco frontal. Portanto, para obtenção de resultados confiáveis de pressão e, conseqüentemente, de força sobre o disco frontal, o procedimento de ajuste do disco frontal deve ser efetuado com precisão.

Os resultados experimentais foram usados para a validação do código computacional desenvolvido para a análise do escoamento. Considerando os valores das incertezas experimentais, observou-se que os resultados numéricos dos perfis de pressão sobre o disco frontal concordam com os dados experimentais, permitindo a validação do código computacional.

Após validado, o código computacional foi utilizado para a análise de um difusor com características geométricas distintas do difusor testado experimentalmente. Em razão da menor relação desse novo difusor observou-se o surgimento de grandes regiões de recirculação na entrada do difusor, recirculações essas que se estendiam até a saída do difusor na maioria dos casos analisados. Estas recirculações aumentam de dimensão com o aumento do número de Reynolds e da distância entre os discos. O comportamento dos perfis de pressão

sobre o disco frontal reflete esta característica das recirculações. Para distâncias entre os discos elevadas, o perfil de pressão adimensional varia muito pouco com o número de Reynolds. Entretanto, à medida que o afastamento diminui, a pressão adimensional sofre maiores variações com o número de Reynolds, podendo apresentar comportamento crescente ou decrescente, dependendo das taxas de variação da pressão dimensional e da energia cinética por unidade de volume do escoamento na entrada do orifício.

O comportamento das áreas efetivas de força e de escoamento também reflete o comportamento dos perfis de pressão sobre o disco frontal. Para baixos números de Reynolds, $500 \leq Re \leq 1500$, a área efetiva de força apresenta um valor mínimo para $0,25 \leq s \leq 0,5$. Para números de Reynolds mais elevados, $1750 \leq Re \leq 2500$, a área efetiva de força apresenta um comportamento crescente com o aumento do afastamento entre os discos. A área efetiva de escoamento apresenta um crescimento linear com o afastamento entre discos, que independe do número de Reynolds.

Sugestões para futuros trabalhos

Para continuidade do trabalho, apresentam-se sugestões tanto para a metodologia experimental como numérica.

1. Metodologia experimental
 - a) Instalar um medidor de vazão de maior precisão;
 - b) Instalar um sistema de medição da distância entre discos mais preciso;
 - c) Instalar transdutores de pressão com faixa de operação maior para o estudo de escoamento com maiores números de Reynolds;
 - d) Realizar testes para escoamentos com números de Reynolds mais elevados;
 - e) Modificar o sistema de fixação do disco frontal para realizar testes com movimento do disco frontal.
2. Metodologia Numérica
 - a) Implementar modelo de turbulência para analisar escoamentos com elevados números de Reynolds;
 - b) Implementar a terceira dimensão no código computacional para a análise tridimensional do escoamento;
 - c) Implementar o movimento do disco frontal.

REFERÊNCIAS

BRITISH STANDARD INSTITUTION. **Measurement of fluid flow in closed conduits, BS 1042**. London: [S.n.], 1989. (Section, 1.2).

DELMÉE, G. J. **Manual de medição de vazão**. São Paulo: Edgar Blücher, 2003.

DESCHAMPS, C. J.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Análise da influência do comprimento do orifício de passagem no escoamento em difusores radiais. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 9., 1987, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: [S.n.], 1987. p. 335-338.

DESCHAMPS, C. J.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. The effective flow and force areas in compressor valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 9, 1988, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 1988. p. 104-111.

DESCHAMPS, C. J.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Turbulent flow through valves of reciprocating compressors. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 13, 1996, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 1996. p. 377- 382.

FERREIRA, R. T. S.; DRIESSEN, J. L. **Analysis of the influence of valve geometric parameters on the effective flow and force areas**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 8, 1986, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 1986. p. 632-646.

FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T.; DESCAMPS, C. J. Laminar fluid flow in compressor valves: numerical and experimental results. **Fluid Flow and Heat Transfer in Reciprocating Machinery**, New York, p.33-38. 1987.

FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T.; DESCAMPS, C. J. Pressure distribution along valve reeds of hermetic compressors. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 2, n. 2, p. 201-207. 1989.

GASCHE, J. L. **Escoamento laminar através de válvulas excêntricas de compressores de refrigeração**. 1992. 149f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis , 1992.

KILLMAN, I. G. Aerodynamic forces acting on valve discs. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 1, 1972, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 1972. p. 407-414.

KHALIFA, H. E; LIU, X. Analysis of stiction effect on the dynamics of compressor suction valve. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 14, 1998, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 1998. p. 87.92.

LIVESEY, J. L. **Inertia effects in viscous flows**. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elmsford, v.1, n.1, p.84-88. 1960.

LOPES, M. N. **Uma metodologia numérica para a análise do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em escoamentos periódicos**. 1996. 94f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

MACHU, E. H. The two-dimensional motion of the valve plate of a reciprocating compressor valve. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 12, 1994, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 1994. p. 403-408.

MATOS, F. F. S.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. A numerical methodology for the analysis of valve dynamics. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 15, 2000, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 2000. p. 383- 390.

MATOS, F. F. S.; **Análise numérica do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta de compressores herméticos**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)– Curso de Pós-

Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

MATOS, F. F. S.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. Numerical simulation of the dynamics of reed type valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 16, 2002, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 2002. 8 p. 1 CD-ROM

MATOS, F. F. S.; C. J. DESCHAMPS; A. T. PRATA. 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. 8p. 1 CD-ROM

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora- LTC, 2005. 316p.

MOLLER, P. S. Radial flow without swirl between parallel discs. **The Aeronautical Quarterly**, London, p. 163-186, 1963.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. Washington: Hemisphere Publ. Corp., 1980. 197 p.

PIECHNA, J. R.; MEIER, G. E. A. Numerical investigation of steady and unsteady flow in valve gap. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, LTC. 8, 1986, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 1986. p.1-14.

POSSAMAI, F. C. **Escoamento laminar através de válvulas inclinadas de compressores de refrigeração**. 1994. 110f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1994.

POSSAMAI, F. C.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Pressure distribution in laminar radial flow through inclined valve reeds. In: ASME INTERNATIONAL MECHANICAL

ENGINEERING CONGRESS, HEAT PUMP AND REFRIGERATION SYSTEM DESIGN, ANALYSIS AND APPLICATIONS, 1995, San Francisco. **Proceedings...** New York: ASME, 1995. v. 34, p. 107-119.

POSSAMAI, F. C.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Pressure distribution in laminar radial flow through inclined disks. **International Journal of Heat Fluid Flow**, New York, v. 22, n. 4, p. 440-449. 2001.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. A review of household compressor energy performance. In: 2004 INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 17, 2004, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 2004. 8 p. 1 CD-ROM

RASMUSSEN B. D.; JAKOBSEN A. Review of compressor models and performance characterizing variables. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 15, 2000, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [S.n.], 2000. p. 515-522.

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

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

TAKENAKA, T.; YAMANE, R.; IWAMIZU, T. Thrust of the disc valves. **Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers**, Tokyo, v. 7, n. 27, p. 558-566. 1964.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method.** Harlow: Prentice Hall, 1995. 257 p.

YAKHOT, V.; ORZAG, S. A. Renormalization group of turbulence. I. Basic theory, **Journal of Scientific Computing**, New York, v. 1, p. 3-51, 1986.

APÊNDICE A

MEDIDOR DE VAZÃO

A.1 Características do Medidor de Vazão

O medidor de vazão utilizado é do tipo placa de orifício, reproduzido de Possamai (1994). O orifício da placa é do tipo canto arredondado, conforme ilustrado na Figura A.1. As características construtivas da placa de orifício são apresentadas em Delmée (2003) e na norma BRITISH STANDARD 1042 (1989).

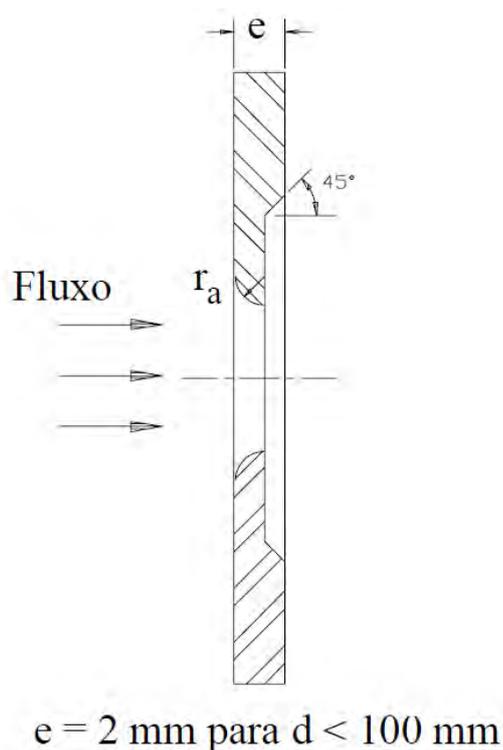


Figura A.1 – Detalhe do orifício da placa.

O orifício da placa tem diâmetro igual a 10,55 mm, fornecendo uma relação de diâmetro dado por:

$$\beta = \frac{d_{or}}{d} = 0,3024 \quad (\text{A. 1})$$

A escolha do β fornece o maior diferencial de pressão para a mesma vazão, resultando em medições mais estáveis (Possamai, 1994). As tomadas de pressão utilizadas no experimento são do tipo tomadas de canto, com fendas anelares que se comunicam com câmaras piezométricas, também anelares, conforme ilustra a Figura A.2. O dimensionamento das tomadas de pressão e câmaras piezométricas foi feito com base em Delmée (2003), que utilizava da norma ISSO 5167.

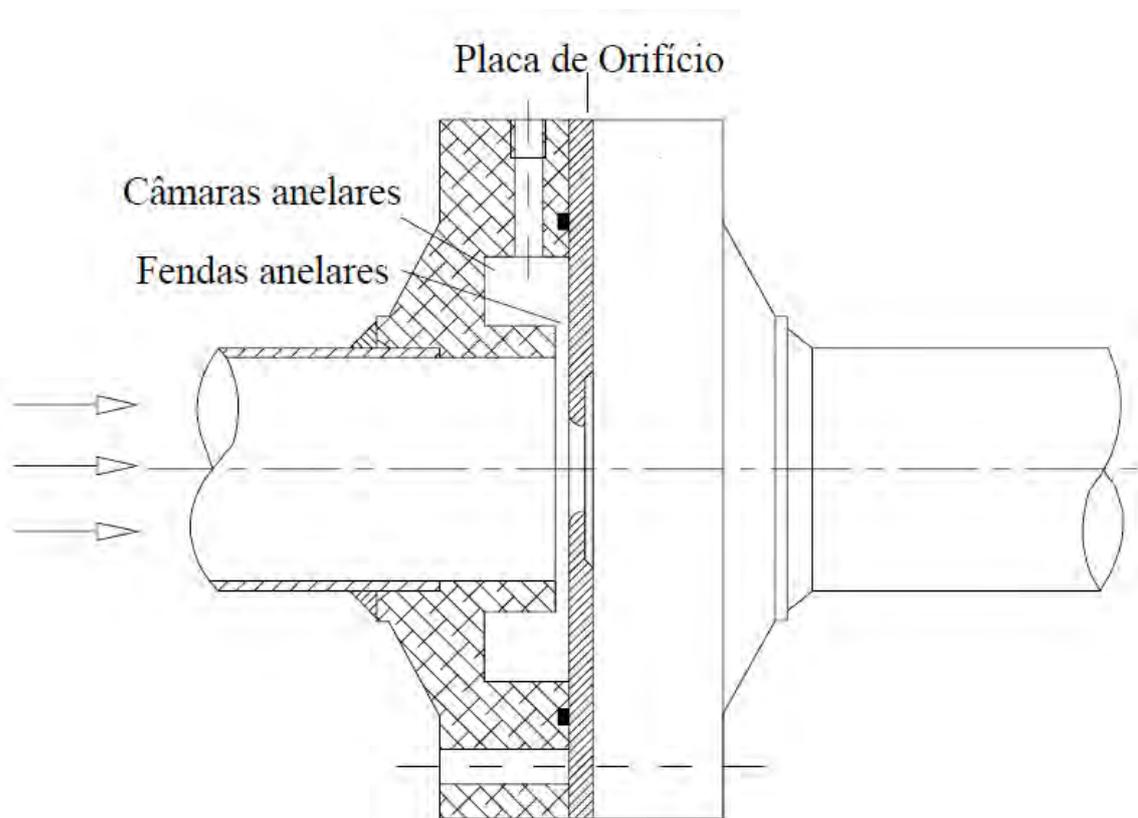


Figura A.2 – Tomada de pressão

APÊNDICE B

CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

B.1 Placa de Orifício

A placa de orifício foi calibrada usando um medidor de vazão tipo Coriolis. Os resultados obtidos são apresentados na Figura B.1.

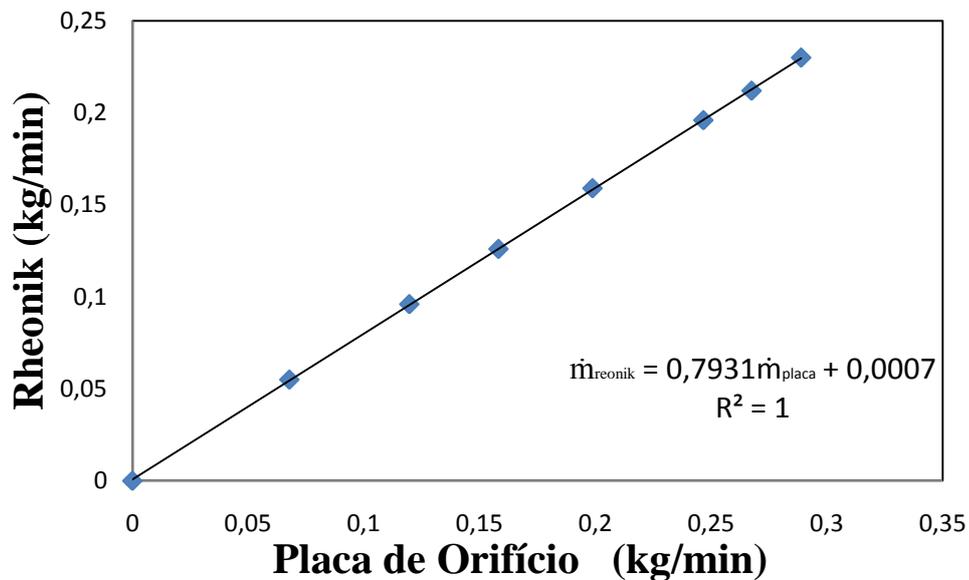


Figura B.1 Calibração da placa de orifício.

A vazão da placa de orifício é calculada segunda a eq. B.1, sem o uso do coeficiente de descarga.

$$\dot{m} = E \beta^2 \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho} \quad (\text{B.1})$$

onde E é o fator velocidade de aproximação, β é a relação entre o diâmetro do orifício da placa, d_{or} , e o diâmetro da tubulação, d , e Δp é o diferencial de pressão na placa de orifício.

A incerteza da placa de orifício é calculada levando em consideração a incerteza da curva de calibração, I_{cal} , e a incerteza do medidor padrão, I_{pad} .

A incerteza da curva de calibração é dada por:

$$I_{cal} = \pm t_{v,p} S \quad (B.2)$$

na qual, S é o desvio padrão do ajuste de curva, calculado por:

$$S = \sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{(y_i - y_{ci})^2}{v}} \quad (B.3)$$

onde y_i é o valor de vazão experimental de cada ponto e y_{ci} é o valor de vazão calculado pela equação ajustada, em cada ponto, v é o número de graus de liberdade do ajuste, dado por:

$$v = N - (m + 1) \quad (B.4)$$

onde N é o número de pontos ($N=8$) e m é o grau do polinômio usado no ajuste ($m=1$).

O coeficiente de student foi calculado para uma probabilidade, p , de 95%.

A composição da incerteza da curva de calibração e do medidor padrão, produz a incerteza da medição da vazão pela placa de orifício, usando-se a equação.

$$I_{\dot{m}} = \pm \sqrt{I_{cal}^2 + I_{pad}^2} \quad (B.5)$$

Considerando que $s=0,0006\text{kg/min}$, $t_{v,p}=2,31$, e que $I_{pad}=0,15\%$ da leitura, tem-se para uma leitura de $0,0456\text{kg/min}$:

$$I_{\dot{m}} = \sqrt{(0,0014)^2 + \left(\frac{0,15 * 0,0456}{100}\right)^2} \quad (B.6)$$

o que fornece $I_{\dot{m}}=0,0014\text{kg/min}$. Nota-se que a incerteza do medidor padrão contribui muito pouco para a incerteza total.

B.2 Transdutor de pressão do disco frontal e transdutor de pressão à montante da placa de orifício

Para os transdutores de pressão do disco frontal e a montante da placa de orifício foram usadas as curvas de calibração fornecidas pelo fabricante, dadas por:

$$p(V) = 349,3 V \quad (\text{B.7})$$

onde p é a pressão dimensional do disco frontal e V a tensão do transdutor.

$$p_u(V) = 10098,4 V \quad (\text{B.8})$$

onde p_u é a pressão a montante da placa de orifício e V a tensão do transdutor.

APÊNDICE C

ANÁLISE DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

C.1 Incerteza associada à medição dos parâmetros primários

Os parâmetros primários, ou parâmetros independentes, estão associados aos valores que não utilizam de nenhuma relação matemática que envolve outras variáveis do experimento. São eles: temperatura, pressão atmosférica, pressões dos transdutores, diâmetro interno do tubo, diâmetro do orifício da placa, afastamento e diâmetro da palheta. A incerteza de cada parâmetro está relacionada com o instrumento de medição usado. A Tabela C.1 apresenta as incertezas dos parâmetros primários.

Tabela C.1 Incertezas dos parâmetros primários.

Parâmetros	Incerteza
Distância entre os discos (s)	0,003 mm
Diâmetro do orifício (d_{or})	0,01 mm
Diâmetro da tubulação (d)	0,03 mm
Pressão atmosférica (p_{atm})	0,0005 bar
Pressão diferencial (Δp)	0,0001 bar
Pressão montante (p_u)	0,001 bar
Pressão disco frontal (p)	0,000035 bar
Temperatura (T)	0,5 °C

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 a montante da placa de orifício foram medidos por transdutores com incerteza de 0,1% do fundo de escala.

A temperatura do escoamento foi medida por um termopar tipo T que foi calibrado usando um termômetro de bulbo de mercúrio com 0,1^oC de incremento de escala. A calibração forneceu uma incerteza de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.

Os diâmetros do orifício e da tubulação foram medidos com um paquímetro de incremento de escala igual a 0,01mm. Foram realizadas várias medidas em posições circunferenciais distintas, fornecendo os resultados na Tabela C.2.

Tabela C.2 - Resultado das medições do diâmetro.

Tubulação (mm)	Orifício (mm)
34,89	10,64
34,88	10,63
34,89	10,62
34,88	10,65
34,88	10,62
34,88	10,62
34,89	10,64
34,90	10,62
34,88	10,65

Usando os valores medidos, as incertezas associadas foram determinadas considerando as máximas diferenças entre todos os valores.

A incerteza da distância entre os discos está associada à incerteza de medição da esfera usada no ajuste do paralelismo. A esfera foi medida usando um micrômetro de incremento de escala igual a 0,001mm. Os resultados de várias medições da esfera são apresentados na Tabela C.3.

Tabela C.3 Resultados das medições do diâmetro da esfera.

Medida	d(mm)
1	4,758
2	4,758
3	4,76
4	4,759
5	4,761
6	4,761
7	4,760
8	4,760
9	4,760

A incerteza de medição da esfera foi considerada igual à máxima diferença entre as medidas, ou seja, $\pm 0,003\text{mm}$. Esta foi a incerteza considerada para a distância entre os discos, s .

C.2 Incerteza associada à determinação dos parâmetros dependentes

Os parâmetros dependentes de interesse para o problema são: massa específica (ρ), viscosidade absoluta (μ), velocidade média do escoamento (\bar{w}), pressão adimensional (p_{adm}), vazão em massa (\bar{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:

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

onde, IRG é a incerteza associada aos parâmetros dependentes R e w_i é a incerteza associada ao parâmetro independente x_i .

C.2.1 Determinação de $IR\rho$

A massa específica do ar é calculada por,

$$\rho = \frac{p_u M}{\bar{R} T} \quad (C.2)$$

onde,

p_u - pressão absoluta a montante da placa de orifício em [Pa];

\bar{R} - constante universal dos gases, 8314,3 [J/kg mol K];

M - massa molecular do ar, 28,98 [kg/kg mol];

T - temperatura ambiente [K].

logo,

$$\rho = \rho(p_u, T) \quad (C.3)$$

assim,

$$IR\rho = \left[\left(\frac{\partial \rho}{\partial p_u} IRp_u \right)^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} IRT \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.4)$$

derivando temos,

$$IR\rho = \rho \left[\left(\frac{IRp_u}{p_u} \right)^2 + \left(\frac{IRT}{T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.5)$$

C.2.2 Determinação de $IR\mu$

A viscosidade apresentada na eq (6) depende apenas da temperatura ambiente, logo, a incerteza é dada pela eq (C.7).

$$IR\mu = \left[\left(\frac{\partial \mu}{\partial T} IRT \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.7)$$

derivando temos,

$$IR\mu = \left[\left((k_2 - 2k_3T) 10^{-6} IRT \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.8)$$

C.2.3 Determinação de $IR\bar{w}$

A velocidade média do escoamento no orifício de passagem é calculada pela eq (C.9).

$$\bar{w} = \frac{4 \dot{m}}{\rho \pi d^2} \quad (C.9)$$

logo,

$$\bar{w} = \bar{w}(\dot{m}, \rho, d) \quad (C.10)$$

assim,

$$IR\bar{w} = \left[\left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial d} IRd \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial \rho} IR\rho \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial \dot{m}} IR\dot{m} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.11)$$

resultando em ,

$$IR\bar{w} = \bar{w} \left[4 \left(\frac{IRd}{d} \right)^2 + \left(\frac{IR\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{IR\dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.12)$$

C.2.4 Determinação de IRp

A pressão manométrica adimensional sobre o disco frontal é dada pela eq (C.13).

$$p_{adm}(r) = \frac{p(r)}{\rho \bar{w}^2 / 2} \quad (C.13)$$

logo,

$$p_{adm} = p_{adm}(p, \rho, \bar{w}) \quad (C.14)$$

assim,

$$IRp_{adm} = \left[\left(\frac{\partial p_{adm}}{\partial p} IRp \right)^2 + \left(\frac{\partial p_{adm}}{\partial \rho} IR\rho \right)^2 + \left(\frac{\partial p_{adm}}{\partial \bar{w}} IR\bar{w} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.15)$$

o que resulta em,

$$IRp_{adm} = p_{adm} \left[\left(\frac{IRp}{p} \right)^2 + \left(\frac{IR\rho}{\rho} \right)^2 + 4 \left(\frac{IR\bar{w}}{\bar{w}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.16)$$

C.2.5 Determinação de IRRe

O número de Reynolds é determinado pela eq (C.17).

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\mu \pi d} \quad (\text{C.17})$$

logo,

$$Re = Re(\dot{m}, \mu, d) \quad (\text{C.18})$$

assim,

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

o que resulta em,

$$IRRe = Re \left[\left(\frac{IR\dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{IR\mu}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{IRd}{d} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.20})$$

APÊNDICE D

PARÂMETROS DE EFICIÊNCIA

D.1 - Área Efetiva de Escoamento

A vazão de refrigerante nas válvulas de sucção e descarga de compressores de refrigeração pode ser calculada, independentemente de sua configuração, considerando-as como orifícios simples possuindo uma certa área efetiva de escoamento, com mostrado na Figura D.1.

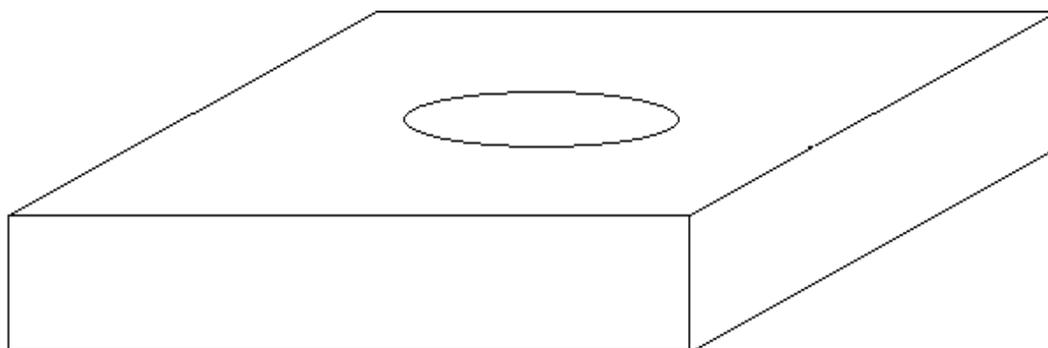


Figura D.1 - Orifício equivalente.

Considerando o escoamento no orifício mostrado na Figura D.1 e assumindo:

- 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 na Figura D.2.

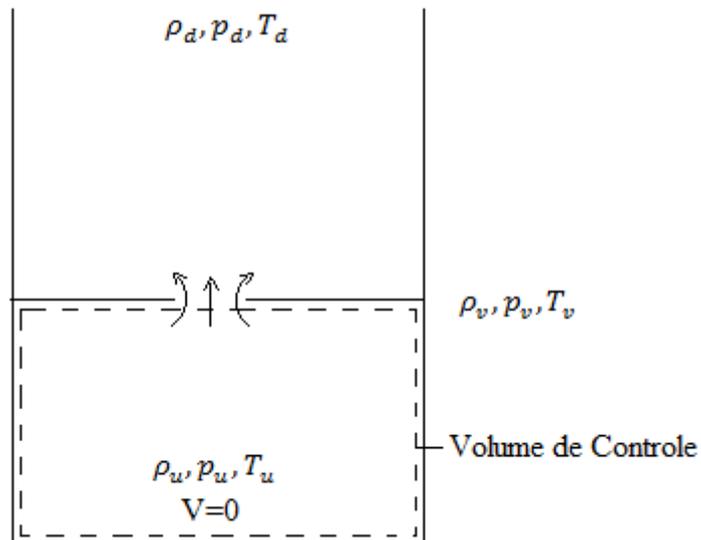


Figura D.2 - Escoamento isentrópico no orifício.

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

$$h_u = h + \frac{V^2}{2} \quad (D.1)$$

Para gás ideal com calor específico constante,

$$h_u - h = C_p(T_u - T) \quad (D.2)$$

Assim,

$$V_v = \sqrt{2 C_p(T_u - T_v)} \quad (D.3)$$

A vazão em massa no orifício é dada por:

$$\dot{m}_v = \rho_v A_v V_v \quad (D.4)$$

usando,

$$\frac{p_v}{\rho_v} = R T_v \quad (D.5)$$

$$C_p = \frac{k}{k-1} R \quad (D.6)$$

$$\frac{T_u}{T_v} = \left(\frac{p_u}{p_v}\right)^{\frac{k-1}{1}} \quad (\text{D.7})$$

obtem-se:

$$A_{ee} = A_v p_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{\left(\frac{p_v}{p_u}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_v}{p_u}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (\text{D.8})$$

Assumindo que, $p_d = p_v$, tem-se:

$$A_{ee} = A_v p_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \left(r^{2/k} - r^{\frac{k+1}{k}}\right) \quad (\text{D.9})$$

onde $r = p_d/p_u$

A área efetiva de escoamento, A_{ee} , é definida como sendo a área do orifício, A_v , ou seja:

$$A_{ee} = \frac{\dot{m}_v}{p_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \left(r^{2/k} - r^{\frac{k+1}{k}}\right)} \quad (\text{D.10})$$

Para o difusor radial, \dot{m}_v é igual à vazão imposta na entrada do orifício de passagem, p_u é a pressão de entrada, T_u é a temperatura do escoamento e $r = p_d/p_u$ é a razão entre a pressão na saída do difusor e a pressão na entrada do orifício de passagem.

D.2 Área Efetiva de Força

Para a simulação do funcionamento do compressor são necessárias equações para descrever o movimento das válvulas. Para isso, é necessário conhecer as forças que agem nas palhetas das válvulas.

A força atuante na palheta da válvula é resultado da diferença de pressão através da palheta, que resulta do próprio escoamento na válvula.

Resultados de testes experimentais, em válvulas cujas palhetas são dispostas paralelamente a uma distância s do assento da válvula, mostram que a força atuante na válvula pode ser expressa por:

$$F = A_{ef}D_p \quad (D.11)$$

onde A_{ef} é denominada de área efetiva de força e D_p é a diferença de pressão através da válvula. Isso significa que o comportamento da força é linear com respeito à diferença de pressão.

No difusor radial, calcula-se a força atuante sobre o disco frontal através da integração do campo de pressão e usa-se a diferença de pressão entre a entrada e a saída do escoamento como sendo o diferencial de pressão através da válvula, D_p .