

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TRANSFERÊNCIA DE CALOR LAMINAR  
EM VÁLVULAS DE COMPRESSORES

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL  
DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MÁRCIO LUIZ TODESCAT

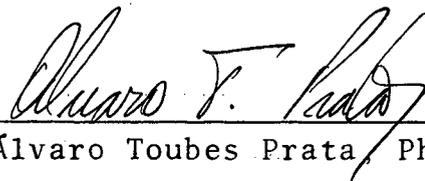
FLORIANÓPOLIS, AGOSTO DE 1988

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR LAMINAR  
EM VÁLVULAS DE COMPRESSORES**

**MÁRCIO LUIZ TODESCAT**

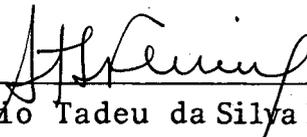
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**M E S T R E E M E N G E N H A R I A**

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL  
PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Álvaro Toubes Prata, Ph.D.

Orientador



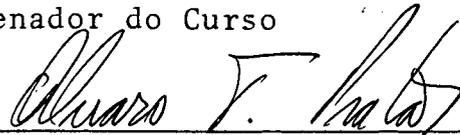
Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.

Co-orientador



Prof. Arno Blass, Ph.D.

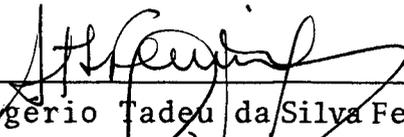
Coordenador do Curso



BANCA EXAMINADORA:

Prof. Álvaro Toubes Prata, Ph.D.

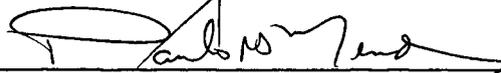
Presidente



Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.



Prof. Clóvis Raimundo Maliska, Ph.D.



Prof. Paulo Roberto de Souza Mendes, Ph.D.

À Eliane e ao Gustavo pelo  
amor e compreensão.

Aos meus pais pela formação e apoio

## AGRADECIMENTOS

=====

- Aos Professores Álvaro Toubes Prata e Rogério Tadeu da Silva Ferreira que orientaram o presente trabalho com objetividade e dedicação.
  
- À EMBRACO (Empresa Brasileira de Compressores) pela oportunidade de realizar este trabalho e pelo apoio financeiro. Ao Sr. Ernesto Heinzelmann pela compreensão e apoio.
  
- Aos colegas do Grupo Mecânico que participaram com suas sugestões e incentivo.
  
- Ao estudante de Engenharia Rinaldo Puff pela colaboração nos trabalhos experimentais e computacionais.
  
- Ao CNPq pelo apoio financeiro no início do curso.

## Í N D I C E

=====

	Página
RESUMO.....	viii
ABSTRACT.....	ix
LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xiii
SIMBOLOGIA.....	xiv
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	8
2.1. Domínio de solução.....	8
2.2. Equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia.....	9
2.3. Solução numérica.....	12
2.4. Calor entregue pelas paredes ao fluido no orifí- cio de passagem e no difusor.....	16
2.5. Número de Nusselt no orifício de passagem, no difusor e total.....	17
2.6. Temperatura de mistura.....	20
3. ANALOGIA ENTRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA.....	26
4. BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO.....	29
4.1. Bancada experimental.....	29
4.2. Instrumentação.....	34
4.2.1. Medidas de pressão.....	34
4.2.2. Medidas de temperatura.....	36
4.2.3. Medidas de afastamento.....	36
4.2.4. Medidas de massa.....	36
4.2.5. Medidas de tempo.....	37
4.3. Bancada para medir a profundidade da superfície do naftaleno.....	37

5. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E OBTENÇÃO DOS DADOS.....	40
5.1. Procedimento experimental.....	40
5.1.1. Molde.....	40
5.1.2. Processo de deposição.....	40
5.1.3. Teste.....	42
5.2. Obtenção dos dados.....	45
5.2.1. Número de Sherwood.....	45
5.2.2. Número de Reynolds.....	47
5.3. Procedimento experimental para a medição da profundidade da superfície do naftaleno.....	48
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	49
6.1. Resultados obtidos com o modelo numérico.....	49
6.2. Validação do modelo numérico.....	69
7. COMENTÁRIOS FINAIS.....	77
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	81
9. APÊNDICES.....	86
A. Propriedades do naftaleno.....	86
B. Análise de incerteza associada aos resultados experimentais.....	87
C. Variação na geometria devido à sublimação.....	93
D. Secção de medição de vazão.....	96
E. Exemplo de cálculo.....	98

## R E S U M O

=====

No presente trabalho investiga-se numericamente, com validação experimental, a transferência de calor em válvulas de compressores para um escoamento laminar e incompressível. A influência da vazão e do afastamento entre o assento e a palheta sobre o número de Nusselt e a temperatura de mistura é analisada parametricamente.

A validação experimental é obtida através da técnica de sublimação do naftaleno. Em geral a concordância entre experimento e computação é boa. No entanto, para cada afastamento investigado, existe uma vazão a partir da qual os resultados experimentais se afastam dos resultados numéricos correspondentes, sugerindo o aparecimento de instabilidades hidrodinâmicas.

Em geral, a transferência de calor aumenta com o aumento da vazão e com a diminuição do afastamento entre o assento e a palheta. Para pequenos afastamentos a temperatura do fluido na saída da válvula é bem próxima da temperatura da parede aquecida. Tal fato é particularmente mais acentuado para baixas vazões.

**ABSTRACT**  
=====

A numerical investigation with experimental confirmation of the heat transfer in compressor valves was performed for laminar flow with constant density. The influence of both, airflow rate and distance between the valve reed and the valve seat on the Nusselt number and on air bulk temperature was analysed parametrically.

The experiments were performed using the naphtalene sublimation technique. In general the agreement between computation and experiment was good. However, for each distance between the valve reed and valve seat investigated, there was an airflow rate for which the experiments start departing from the computations, suggesting the appearance of hidrodynamic instabilities.

For the range of parameters investigated here, the heat transfer from the valve to the air increases for increasing values of the airflow rate and for decreasing values of the distance between the valve read and the valve seat. For small gaps between reed and seat, the air temperature at the exit of the valve port is very close to the temperature of the heated walls. This is particularly true for low airflow rates.

## LISTA DE FIGURAS

=====

	Página
Figura 1 - Compressor hermético de refrigeração.....	3
Figura 2 - Esquema simplificado do sistema de sucção e descarga de um compressor hermético de refrigeração.....	4
Figura 3 - Geometria do problema analisado.....	8
Figura 4 - Domínio de solução do problema.....	9
Figura 5 - Volume de controle.....	13
Figura 6 - Malha utilizada na obtenção da solução numérica do escoamento.....	15
Figura 7 - Volume de controle no orifício de passagem.....	18
Figura 8 - Volume de controle no difusor.....	19
Figura 9 - Orifício de passagem.....	21
Figura 10 - Difusor.....	22
Figura 11 - Volume de controle entre o orifício e o difusor.....	23
Figura 12 - Esquema geral da bancada experimental.....	30
Figura 13 - Vista geral da bancada de testes.....	31
Figura 14 - Secção de teste.....	31
Figura 15 - Peça de alumínio na qual o naftaleno é depositado.....	32
Figura 16 - Peça de alumínio que representa a palheta.....	33
Figura 17 - Secção de medição de vazão.....	35
Figura 18 - Superfície de referência para medir o afastamento.....	37
Figura 19 - Vista geral da bancada de medição de profundidade do naftaleno.....	38

Figura 20 - Esquema de medição de profundidade da superfície de naftaleno.....	39
Figura 21 - Molde para deposição do naftaleno.....	41
Figura 22 - Partes que compõem o molde.....	41
Figura 23 - Molde para deposição do naftaleno com o funil e saída de ar.....	44
Figura 24 - Secção de teste com a superfície de referência para medir o afastamento.....	45
Figura 25 - Perfil de velocidade no orifício de passagem e no difusor para $h/d=0,03$ .....	52
Figura 26 - Perfil de temperatura no orifício de passagem e no difusor para $h/d=0,03$ .....	53
Figura 27 - Influência do afastamento sobre o número de Nusselt médio no orifício de passagem.....	54
Figura 28 - Variação do número de Nusselt local ao longo do orifício para $h/d=0,05$ .....	55
Figura 29 - Influência do afastamento sobre o número de Nusselt médio no difusor.....	56
Figura 30 - Variação do número de Nusselt local no difusor para $h/d=0,05$ .....	57
Figura 31 - Influência do afastamento sobre o número de Nusselt médio total.....	58
Figura 32 - Influência do número de Reynolds sobre a relação entre o calor trocado no orifício e no difusor.....	59
Figura 33 - Variação da temperatura de mistura ao longo do orifício.....	60
Figura 34 - Variação da temperatura de mistura ao longo do difusor.....	61

Figura 35 - Influência do número de Reynolds sobre a temperatura de mistura na saída do orifício de passagem.....	62
Figura 36 - Influência do número de Reynolds sobre a temperatura de mistura na saída do difusor.....	63
Figura 37 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para Re variando de 500 a 3000 e $h/d=0,03$ .....	70
Figura 38 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para Re variando de 500 a 3000 e $h/d=0,04$ .....	71
Figura 39 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para Re variando de 500 a 3000 e $h/d=0,05$ .....	72
Figura 40 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para Re variando de 500 a 3000 e $h/d=0,06$ .....	73
Figura 41 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para Re variando de 500 a 3000 e $h/d=0,07$ .....	74
Figura 42 - Variação da profundidade da superfície de naftaleno para $h/d=0,07$ e Re variando de 590 a 3300.....	75
Figura 43 - Variação do número de Nusselt com o aumento do número de Reynolds, para todos os afastamentos analisados.....	76

**LISTA DE TABELAS**

=====

	Página
Tabela 1 - Resumo das condições de contorno.....	12
Tabela 2 - Comparação dos dados obtidos com a malha usada no presente trabalho e uma malha mais refinada no difusor.....	50
Tabela 3 - Temperatura de mistura com e sem condução no fluido para $h/d=0,01$ .....	64
Tabela 4 - Temperatura de mistura com e sem condução no fluido para $h/d=0,05$ .....	64
Tabela 5 - Influência do perfil de velocidade na entrada do orifício sobre o número de Nusselt médio, para $h/d=0,03$ .....	66
Tabela 6 - Influência do perfil de velocidade na entrada do orifício sobre o número de Nusselt médio, para $h/d=0,05$ .....	66
Tabela 7 - Influência do perfil de velocidade na entrada do orifício sobre a temperatura de mistura para $h/d=0,03$ .....	68
Tabela 8 - Influência do perfil de velocidade na entrada do orifício sobre a temperatura de mistura para $h/d=0,05$ .....	68
Tabela 9 - Valores característicos medidos durante o experimento e suas respectivas incertezas de medição.....	92

## SIMBOLOGIA

=====

$A_T$	área (eq.5.3)
$a$	coeficiente convectivo-difusivo (eq.2.6)
$b$	termo fonte (eq.2.6)
$c_p$	calor específico a pressão constante
$D$	diâmetro da palheta (fig.3)
$\bar{D}$	coeficiente de difusão de massa (eq.5.6)
$D_o$	diâmetro da canalização de PVC (eq.D.3)
$DP$	diferença de pressão no orifício medidor de vazão (eq.D.4)
$d$	diâmetro do orifício de passagem (fig.3)
$d_o$	diâmetro do orifício medidor de vazão (eq.5.11)
$e$	comprimento do orifício de passagem (fig.3)
$F_a$	fator de expansão térmica (eq.5.11)
$H_w$	pressão diferencial no orifício medidor de vazão (eq.5.11)
$h$	afastamento entre o assento e a palheta (fig.3) e coeficiente local de transferência de calor (eq.2.14 e eq.2.19)
$K$	coeficiente de transferência de massa (eq.5.1)
$K_e$	coeficiente de escoamento (eq.D.2)
$k$	condutividade térmica do fluido
$M$	massa sublimada (eq.5.2)
$\dot{M}$	taxa de transferência de massa (eq.5.2)
$\dot{m}$	fluxo de massa de ar (eq.5.11)
$Nu$	número de Nusselt local (eq.2.15 e eq.2.19)
$\bar{Nu}$	número de Nusselt médio (eq.2.18 e eq.2.20)
$P$	pressão adimensional (eq.2.5)
$P_{atm}$	pressão atmosférica

$P_{MD}$	pressão a montante da secção de teste
$P_{MO}$	pressão a montante do orifício medidor de vazão
$Pr$	número de Prandtl (eq.2.5)
$P_s$	pressão de vapor do naftaleno (eq.5.5)
$p$	pressão
$Q$	taxa de calor total (eq.2.8)
$q$	fluxo de calor local (eq.2.7)
$R$	coordenada radial adimensional (eq.2.5)
$\bar{R}$	constante do ar
$Re$	número de Reynolds no orifício de passagem (eq.5.9)
$Re_D$	número de Reynolds na canalização de PVC (eq.D.3)
$r$	coordenada radial
$Sc$	número de Schmidt (eq.3.3)
$Sh$	número de Sherwood (eq.3.2)
$T$	temperatura
$T_{amb}$	temperatura ambiente
$T_m$	temperatura de mistura (eq.2.27)
$T_s$	temperatura do naftaleno na superfície (eq.5.5)
$t$	tempo (eq.5.2)
$U$	velocidade adimensional na direção axial (eq.2.5)
$u$	velocidade na direção axial
$\bar{u}$	velocidade média na direção axial
$V$	velocidade adimensional na direção radial (eq.2.5)
$v$	velocidade na direção radial
$X$	coordenada axial adimensional (eq.2.5)
$x$	coordenada axial
$W$	fração de massa de uma dada substância (eq.3.1)
$Y$	fator de expansão do gás (eq.D.4)
$\rho$	massa específica (eq.5.8)

$\rho_m$	massa específica do fluido manométrico
$\rho_{MO}$	massa específica a montante do orifício medidor de vazão (eq.5.12)
$\rho_s$	massa específica do vapor de naftaleno na superfície (eq.5.4)
$\rho_{sol}$	massa específica do naftaleno sólido
$\rho_\infty$	massa específica do vapor de naftaleno no escoamento
$\theta$	temperatura adimensional (eq.2.5)
$\theta_m$	temperatura de mistura com condução no fluido, adimensional (eq.2.26 e eq.2.28)
$\theta_{mist}$	temperatura de mistura adimensional (eq.2.32 e 2.33)
$\phi$	valor da variável (U,V, $\theta$ ) no ponto nodal (eq.2.6)
$\mu$	viscosidade dinâmica do ar

### Subscritos

e	entrada do orifício de passagem
d	difusor
da	difusor, grandeza adimensional
f	final
i	inicial
L	leste
N	norte
O	oeste
o	orifício de passagem
oa	orifício de passagem, grandeza adimensional
P	ponto nodal
p	parede
S	sul
T	total

- 1        secção 1 do volume de controle
- 2        secção 2 do volume de controle

## 1 - INTRODUÇÃO

De acordo com levantamentos realizados pelo setor elétrico, o perfil de consumo de energia elétrica no Brasil, particularmente na região Sudeste, mostra que 21% do total refere-se ao consumo doméstico. Na distribuição residencial o consumo de um refrigerador representa aproximadamente 30% [01].

A exemplos dos trabalhos desenvolvidos em países como o Japão, Canadá e Estados Unidos, o governo criou o Programa de Conservação de Energia em Eletrodomésticos. Este programa que será executado em conjunto com os fabricantes de eletrodomésticos procurou definir prioridades sendo que o refrigerador e os seus congêneres, são os primeiros a serem analisados.

Em função destas exigências, os fabricantes de refrigeradores, tanto no Brasil como no Exterior, passaram a exigir compressores cada vez mais eficientes, pois os mesmos são responsáveis pela maior parte da energia consumida num refrigerador.

Esta exigência crescente de aumento de eficiência em compressores, faz com que sejam necessários estudos constantes para o melhor entendimento dos fenômenos físicos associados ao funcionamento do compressor.

A figura 1 apresenta o desenho esquemático de um compressor hermético de refrigeração. A figura 1(a) mostra uma vista lateral em corte do compressor, enquanto que a figura 1(b) mostra uma vista superior. O fluido refrigerante entra no compressor através do passador de sucção (figura 1(b)), passa pelas câmaras de amortecimento de pulsação da sucção e pela válvula de sucção antes de entrar no cilindro. Após a compres-

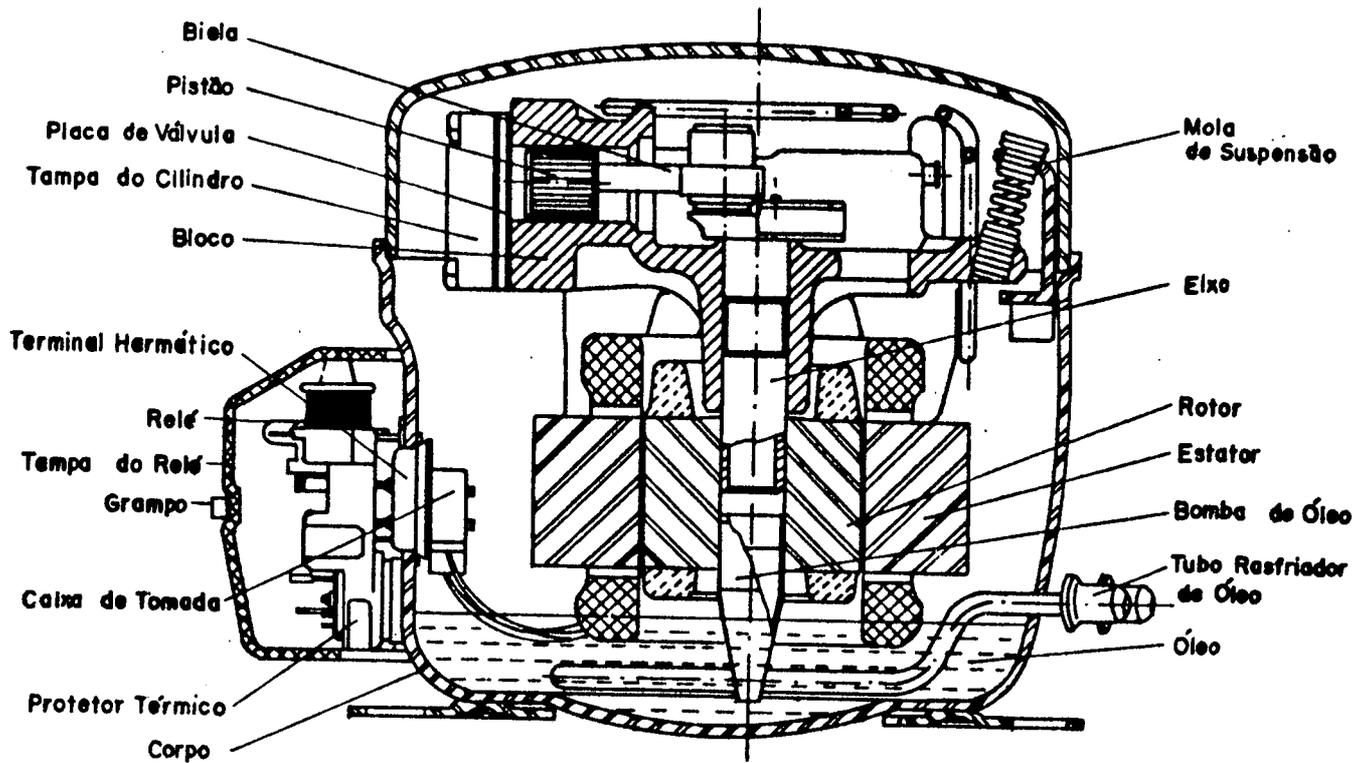
são, o fluido refrigerante é descarregado através da válvula de descarga para as câmaras de amortecimento de pulsação da descarga e sai do compressor pelo passador de descarga.

A figura 2 apresenta uma vista esquemática da placa de válvulas com as válvulas de sucção e descarga. Estas válvulas que controlam o fluxo de refrigerante no cilindro, são palhetas flexíveis confeccionadas com aço mola especial e trabalham por meio de diferença de pressão. O movimento do cilindro gera um escoamento que produz uma distribuição de pressão sobre a palheta, originando uma força que tende a abri-la. O balanço entre esta força de abertura e a resistência à abertura é o responsável pelo movimento da palheta. Na maioria das situações esta resistência à abertura está associada à inércia e ao colamento devido à presença de óleo.

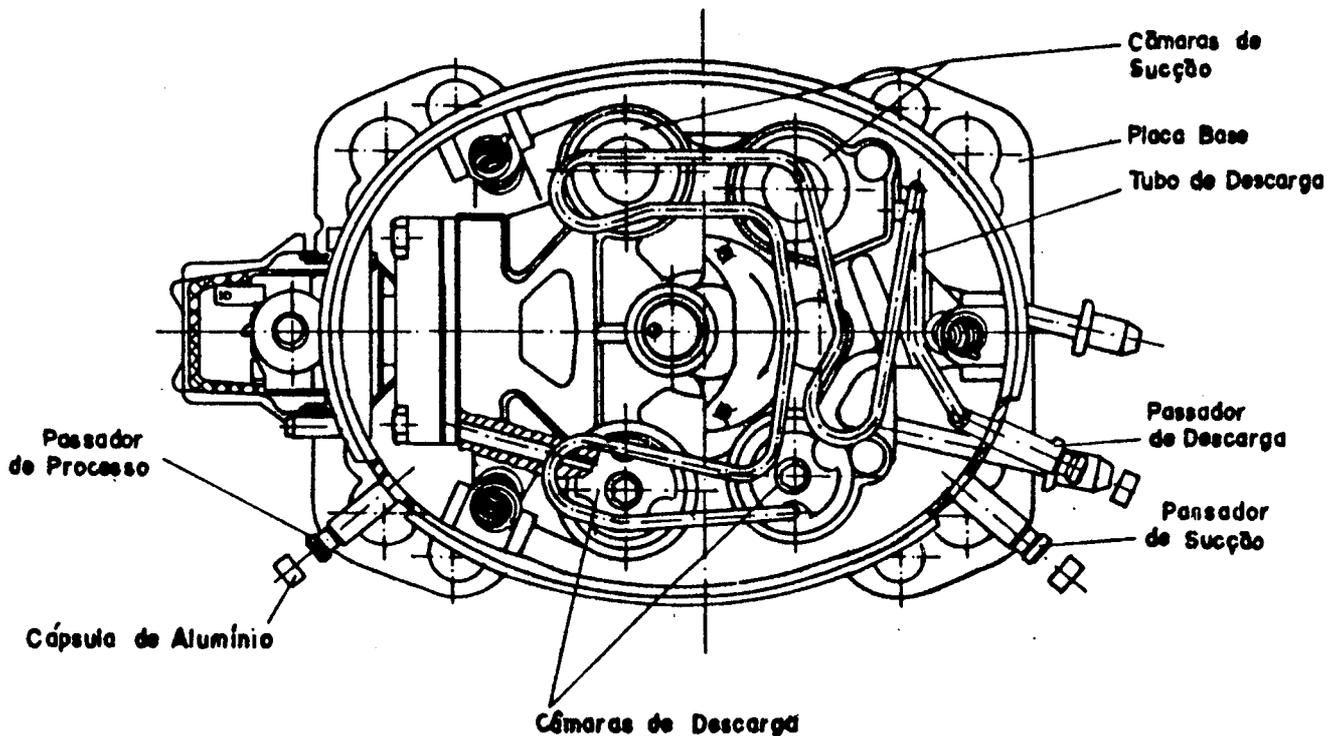
A distribuição de pressão sobre a palheta é função das dimensões geométricas do sistema, do afastamento entre a palheta e o assento, e da vazão do fluido. Devido à importância das válvulas no desempenho do compressor, muitos pesquisadores [02], [03], [04], têm se dedicado a analisar os aspectos hidrodinâmicos que governam a distribuição de pressão sobre a palheta.

Outro aspecto relacionado com o escoamento através das válvulas é a transferência de calor entre as paredes quentes e o fluido refrigerante frio, ou vice-versa. O pequeno afastamento existente entre o assento e a palheta associado à mudança de direção do escoamento origina grandes gradientes de velocidade e, conseqüentemente grandes coeficientes de transferência de calor.

O aumento da temperatura do fluido refrigerante até ser introduzido no cilindro causa uma diminuição da densidade



(a)



(b)

Figura 1 - Compressor hermético de refrigeração

do mesmo e, conseqüentemente do fluxo de massa bombeado pelo compressor. Como o fluxo de massa é diretamente proporcional ao efeito frigorífico, tem-se uma diminuição da capacidade do compressor.

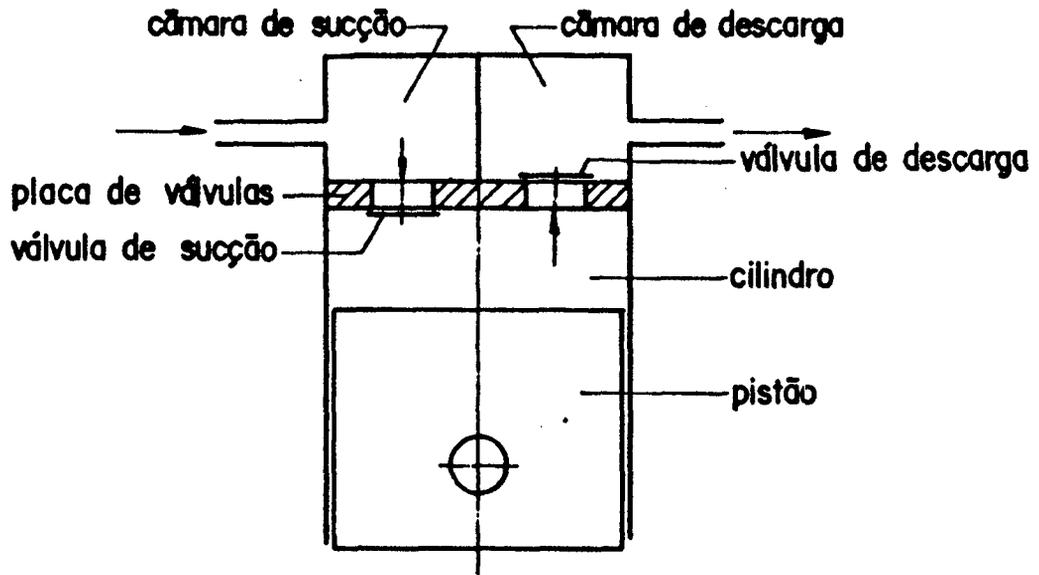


Figura 2 - Esquema simplificado do sistema de sucção e descarga de um compressor hermético de refrigeração

Na válvula de descarga o fluido refrigerante transfere calor para as paredes. Isto também não é desejável, pois parte do calor liberado na descarga é entregue ao fluido refrigerante que está sendo succionado.

Qvale et alli[05] citam que a transferência de calor nestas passagens estreitas deve ter um efeito significativo nas eficiências volumétrica e termodinâmica do compressor. Não são apresentados resultados, porém são citados estudos semelhantes em máquinas de combustão interna em que foram encontrados valores significativos de transferência de calor no sistema de válvulas.

Hughes [06] analisou a transferência de calor em vál-

vulas tipo anel, utilizando ar como fluido de trabalho. Devido às dificuldades em colocar os instrumentos dentro do compressor, montou-se uma bancada de teste em que o ar em regime permanente escoava através da válvula, mantendo as paredes em torno da válvula aquecidas. Foram medidas as temperaturas das superfícies sólidas e do ar antes e depois da válvula. Os resultados foram correlacionados através da seguinte expressão:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}\delta}{k} = 1,48 Re^{0,63} Pr^{0,6} \quad (1.1)$$

onde  $Re$  é o número de Reynolds ( $=\bar{u}\delta/\nu$ ) e  $Pr$  é o número de Prandtl ( $\nu/\alpha$ ). A dimensão característica  $\delta$  é o máximo afastamento da válvula.

No compressor analisado em [06], obteve-se um aumento de 4°C na temperatura de sucção, utilizando-se a equação desenvolvida por Hughes e um número de Reynolds de 13.000.

Prakash e Singh [07] em seu modelo matemático para simulação de compressores herméticos recomendam a equação de transferência de calor do escoamento turbulento em tubos para obter o coeficiente médio de convecção na passagem do fluido refrigerante através das válvulas. A equação recomendada foi originalmente obtida por Dittus-Boelter e é dada por:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (1.2)$$

Nenhum resultado do modelo matemático foi apresentado em [07].

Brok et alii [08] utilizaram a mesma equação citada anteriormente mas também não mostraram resultados específicos da transferência de calor em válvulas.

O presente trabalho tem como objetivo principal analisar a influência do afastamento entre o assento e a palheta e

da vazão do fluido de trabalho sobre a transferência de calor durante a passagem do fluido refrigerante pelas válvulas. Este trabalho é uma extensão do problema hidrodinâmico isotérmico a bordado em [09], [10] e [11].

O trabalho compreende de uma parte numérica, onde as equações que governam a transferência de calor são resolvidas através do método dos volumes finitos [12], e de uma parte experimental. A experimentação serve para validar a solução numérica e foi realizada utilizando-se a analogia entre calor e massa. Na transferência de massa utilizou-se a sublimação de naftaleno [13].

No capítulo 2 é apresentado o domínio de solução, as equações que governam o problema e detalhes do modelo numérico. Também são apresentadas as equações para o calor trocado, para o número de Nusselt e para a temperatura de mistura.

Aspectos da analogia entre a transferência de calor e de massa são abordados no capítulo 3.

O capítulo 4 descreve a bancada experimental e os instrumentos usados na obtenção dos dados experimentais que fornecem o número de Nusselt médio. Também é mostrado um esquema da bancada usada para a medição da profundidade de naftaleno sublimada localmente.

O procedimento utilizado para deposição do naftaleno e durante a realização do teste, assim como a redução dos dados são apresentados no capítulo 5.

No capítulo 6 são apresentados e discutidos os resultados numéricos para Prandtl igual a 0,7, é feita uma comparação entre os resultados numéricos e experimentais para Prandtl igual a 2,5 e é mostrada a variação da profundidade da camada

de naftaleno sublimada em função da posição radial.

No capítulo 7 são apresentadas as conclusões e limitações do trabalho. Também são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

## 2 - FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Neste capítulo é apresentado o domínio de solução utilizado na presente análise, as equações que governam o problema e detalhes do método numérico. Também são apresentadas as equações para o cálculo do calor trocado entre as paredes quentes e o fluido refrigerante, do número de Nusselt e da temperatura de mistura. Nesta análise o fluido utilizado é o ar.

### 2.1 - Domínio de solução

A figura 3 mostra a geometria da válvula que será analisada na presente investigação. Ar entra pelo orifício de passagem escoando axialmente (direção  $x$ ) de encontro à palheta. Ao sair do orifício o escoamento é defletido e passa a ser radial (direção  $r$ ).

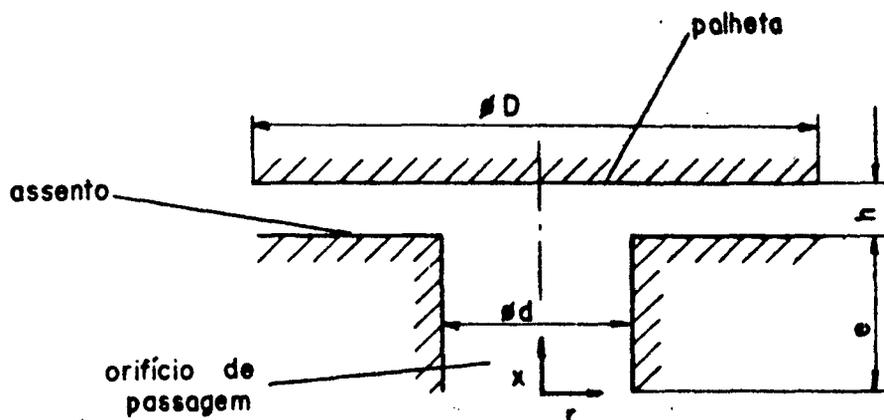


Figura 3 - Geometria do problema analisado

A geometria apresentada na figura 3 é uma modelação bi dimensional do sistema de válvulas tipo palheta encontrado em compressores. Para uma descrição dos tipos de válvulas utilizadas em compressores referência é feita ao trabalho de [14].

Para o problema numérico, a relação entre os diâmetros da palheta  $D$  e do orifício de passagem  $d$  é  $D/d=3$ , e a relação entre o comprimento,  $e$ , e o diâmetro do orifício de passagem é  $e/d=0,933$ . A distância  $h$  entre o assento e a palheta é um parâmetro do problema e é representada adimensionalmente por  $h/d$ .

A figura 4 mostra o domínio de solução usado no presente trabalho. Como o escoamento é axissimétrico basta que se utilize um setor de ângulo como domínio de solução. A figura 4 não está desenhada em escala, uma vez que para o sistema de válvulas,  $e/d \sim 1$  e  $h/d \sim 10^{-2}$ .

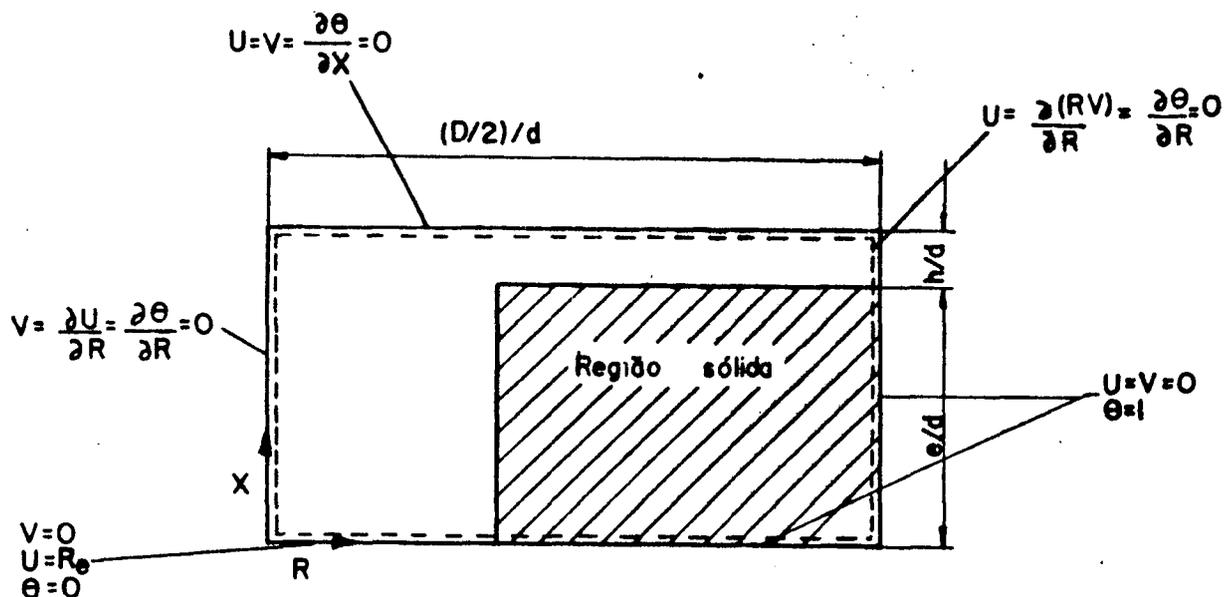


Figura 4 - Domínio de solução do problema

## 2.2 - Equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia

As hipóteses na modelagem do escoamento são:

- (i) fluido Newtoniano
- (ii) escoamento laminar e incompressível
- (iii) regime permanente
- (iv) propriedades constantes

(v) efeitos de dissipação viscosa ignorados

As equações diferenciais que governam o problema são as equações de conservação da massa, conservação da quantidade de movimento nas direções X e R e conservação de energia. Estas equações são mostradas a seguir na forma adimensional,

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (RV) = 0 \quad (2.1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial R} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \left[ \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial U}{\partial R} \right) \right] \quad (2.2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial R} = - \frac{\partial P}{\partial R} + \left[ \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial V}{\partial R} \right) - \frac{V}{R^2} \right] \quad (2.3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial R} = \frac{1}{Pr} \left[ \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) \right] \quad (2.4)$$

onde as variáveis adimensionais U e V são, respectivamente, as componentes axial e radial da velocidade, P é a pressão,  $\theta$  é a temperatura e Pr é o número de Prandtl. As seguintes adimensionalizações foram adotadas nas equações anteriores,

$$\begin{aligned} X &= x/d & , & & R &= r/d \\ U &= \frac{\rho u d}{\mu} & , & & V &= \frac{\rho v d}{\mu} \\ P &= \frac{\rho p}{(\mu/d)^2} & , & & \theta &= \frac{T - T_e}{T_p - T_e} \\ Re &= \frac{\rho \bar{u} d}{\mu} & , & & Pr &= \frac{\mu c_p}{k} \end{aligned} \quad (2.5)$$

onde  $\rho$  é a massa específica,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica,  $c_p$  é o calor específico a pressão constante, k é a condutividade térmica,  $T_e$  é a temperatura do fluido na entrada do orifício

de passagem,  $T_p$  é a temperatura das paredes, e  $p$  é a pressão. O número de Reynolds  $Re$  está associado à vazão mássica na válvula, enquanto que o número de Prandtl  $Pr$  caracteriza o fluido em consideração. Tais números são os dois únicos parâmetros não geométricos que governam o problema.

As condições de contorno para o escoamento serão discutidas a seguir. Nas paredes do orifício de passagem, do assento e da palheta  $U=V=0$ ; no eixo de simetria  $V=\frac{\partial U}{\partial R}=0$ ; na entrada do orifício de passagem  $V=0$ . Para a velocidade  $U$  foram testados três perfis de velocidade na entrada do orifício de passagem: perfil uniforme ( $U=Re$ ), perfil parabólico ( $U=Re(0,25-R^2)$ ) e um perfil obtido quando se inclui no domínio de solução do problema a canalização a montante do orifício de passagem. Nesta última situação o perfil de velocidade na entrada se apresenta deformado em relação aos perfis uniforme e parabólico devido à presença da palheta e a velocidade  $V$  deixa de ser zero. Detalhes sobre a obtenção deste perfil são encontrados em [09] e [15]. Para a temperatura,  $\theta=1$  nas paredes do orifício de passagem e do assento; no eixo de simetria  $\frac{\partial \theta}{\partial R}=0$ ; na entrada do orifício de passagem  $\theta=0$ . Na palheta  $\theta$  pode assumir três condições de contorno que são:  $\frac{\partial \theta}{\partial X}=0$ , que corresponde a uma palheta isolada;  $\theta=1$ , palheta cuja temperatura é igual àquela das paredes do orifício e do assento; e a terceira condição de contorno inclui transferência de calor entre a face externa da palheta e o fluido de trabalho e é dada por  $\theta=f(h,T_\infty)$ . No presente trabalho é analisada a situação onde a palheta é adiabática, ou seja,  $\frac{\partial \theta}{\partial X}=0$ .

Na saída da válvula são utilizadas as condições de contorno para escoamento localmente parabólico, ou seja,

$$\frac{\partial U}{\partial R} = \frac{\partial}{\partial R} (RV) = \frac{\partial \theta}{\partial R} = 0$$

A tabela 1 mostra um resumo das condições de contorno citadas anteriormente.

**TABELA 1 - Resumo das condições de contorno**

Posição	U	V	$\theta$
$X=0$ e $0 < R < 0,5$	$U=Re$ $U=\text{parabólico}$ $U=h(R)$	$V=0$ $V=0$ $V=g(R)$	$\theta=0$ $\theta=0$ $\theta=0$
$0 \leq X \leq e/d$ e $R=0,5$	$U=0$	$V=0$	$\theta=1$
$X=e/d$ e $0,5 \leq R \leq (D/2)/d$	$U=0$	$V=0$	$\theta=1$
$X=e/d+h/d$ e $0 < R \leq (D/2)/d$	$U=0$	$V=0$	$\partial \theta / \partial X = 0$ $\theta=1$ $\theta=f(h, T_\infty)$
$0 < X < (e/d+h/d)$ e $R=0$	$\partial U / \partial R = 0$	$V=0$	$\partial \theta / \partial R = 0$
$e/d < X < (e/d+h/d)$ e $R=(D/2)/d$	$\frac{\partial U}{\partial R} = 0$	$\partial (RV) / \partial R = 0$	$\partial \theta / \partial R = 0$

A região sólida mostrada na figura 4 é incluída no domínio de solução e numericamente é tratada como sendo um fluido de viscosidade dinâmica e condutividade térmica infinitas. Assim no programa computacional, as condições de contorno para U, V e  $\theta$  que estão aplicadas na parte externa da região sólida, conforme indicado na figura 4, são transmitidas para a fronteira entre o sólido e o fluido, devido a existência da viscosidade dinâmica e da condutividade térmica infinitas na região sólida. Esta técnica dispensa um tratamento diferenciado para a região sólida [16].

### 2.3 - Solução numérica

As equações diferenciais que governam o problema são resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos [12]. Aspectos gerais do método são apresentados a seguir.

Inicialmente o domínio de cálculo é dividido em um número finito de volumes de controle. Um volume de controle típi-

co é mostrado na figura 5. No centro deste volume é colocado o ponto nodal P que é circundado por quatro pontos vizinhos, N, S, L e O (Norte, Sul, Leste, Oeste).

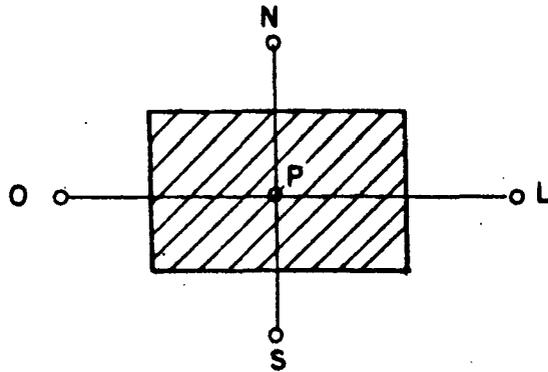


Figura 5 - Volume de controle

Integrando a equação diferencial correspondente à variável  $\phi$  ( $\phi = U, V, \theta$ ) sobre cada um dos volumes de controle, obtém-se a seguinte equação algébrica [12]

$$a_P \phi_P = a_L \phi_L + a_O \phi_O + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (2.6)$$

onde os índices que aparecem na equação (2.6) correspondem aos pontos nodais a que as grandezas se referem;  $a_L$ ,  $a_O$ ,  $a_N$  e  $a_S$  são os coeficientes convectivo-difusivos que ligam o ponto nodal P aos seus vizinhos, b é o termo fonte associado à equação diferencial, e  $a_P$  é a soma dos coeficientes vizinhos e contém ainda a parte linearizada do termo fonte.

Escrevendo as equações algébricas para todos os volumes de controle no interior do domínio de cálculo, tem-se um sistema de equações lineares que é resolvido pelo método linha-por-linha [12]. O acoplamento existente entre a velocidade e a pressão é resolvido através do algoritmo SIMPLER [17]. Maiores detalhes sobre a obtenção das equações algébricas e a resolução do algoritmo SIMPLER são encontrados em [12].

A determinação da malha a ser utilizada na discretização do domínio de cálculo, é feita atentando-se para alguns fatores:

- (i) existência de altos gradientes de velocidade no escoamento
- (ii) existência de difusão falsa no método numérico
- (iii) tempo de CPU

Para pequenos afastamentos e números de Reynolds elevados existem gradientes grandes de velocidade próximos à parede do orifício de passagem. Tais gradientes são mais acentuados nas regiões mais próximas da palheta. Nestas regiões é necessário que a malha seja refinada para registrar tais gradientes com precisão.

A difusão falsa é um inconveniente de origem essencialmente numérica. Quando as grandezas de interesse estão sendo calculadas, contribuições fisicamente inexistentes podem estar sendo incluídas nas equações se o vetor velocidade não estiver alinhado com as linhas de coordenadas [09], [12]. No escoamento em análise o ar ao sair do orifício de passagem é forçado a se defletir junto à palheta, mudando de direção. Nesta região o vetor velocidade fica inclinado em relação à malha e a difusão falsa pode ocorrer em níveis consideráveis.

Algumas técnicas podem ser usadas para minimizar a difusão falsa, tais como:

- (i) refino da malha
- (ii) emprego de esquemas numéricos de discretização das equações com nove pontos nodais (o atual tem 5 pontos nodais)
- (iii) alinhamento da malha com o vetor velocidade

No presente trabalho, optou-se por um refino de malha por não representar alterações profundas no algoritmo computaci

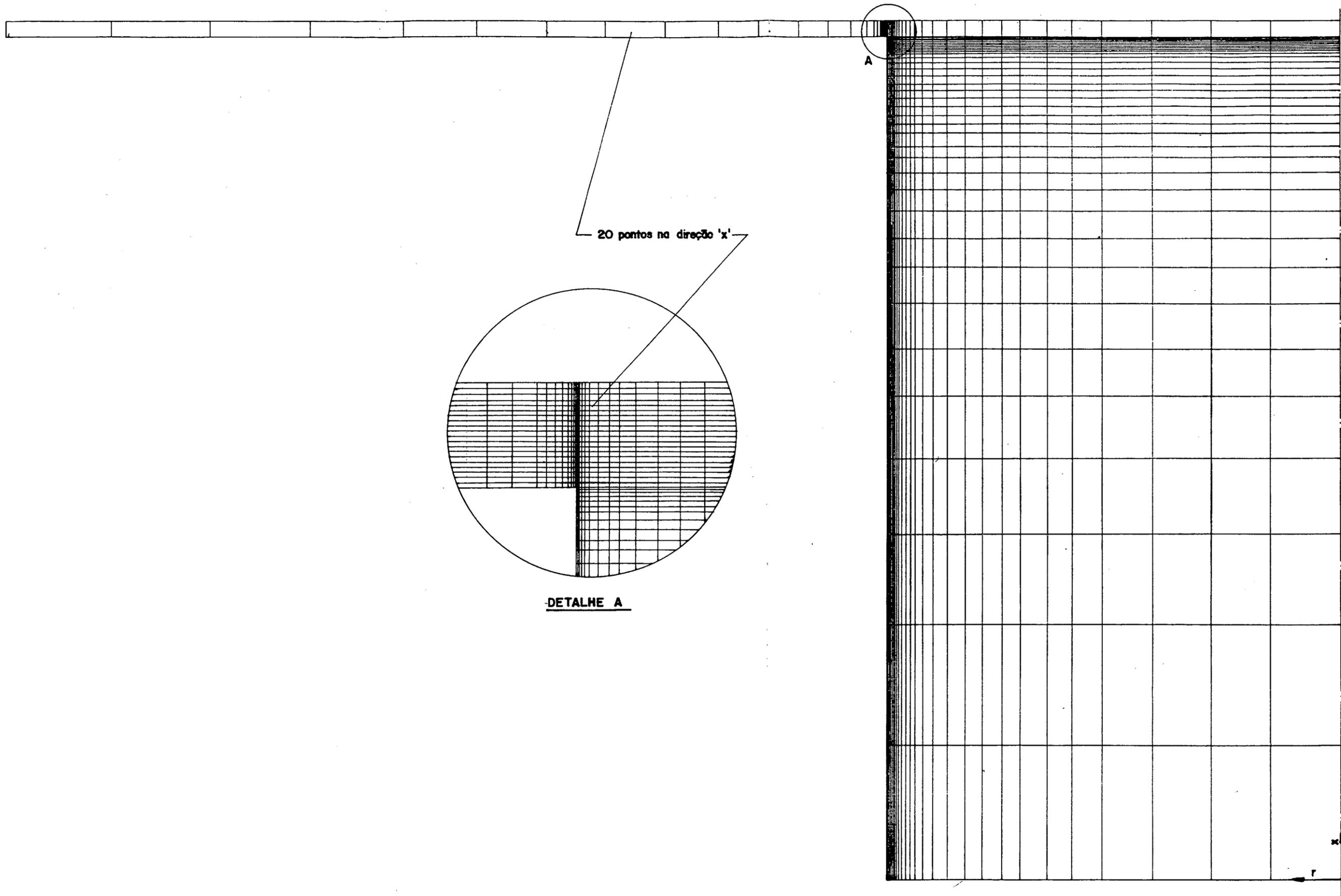


Figura 6 - Malha utilizada na obtenção da solução numérica do escoamento

onal. A figura 6 mostra a malha utilizada neste trabalho. Foram empregados 1120 pontos nodais na região do orifício de passagem e 1040 pontos nodais na região entre o assento e a palheta. Uma malha com 1120 pontos nodais na região do orifício de passagem e 1920 pontos nodais na região entre o assento e a palheta também foi testada. Uma comparação dos resultados obtidos com as duas malhas é apresentada no capítulo 6.

Uma vez determinado o campo de temperatura, pode-se calcular as quantidades de calor trocado entre o fluido de trabalho e as paredes aquecidas. Nas secções seguintes tais informações serão elaboradas com detalhes.

#### **2.4 - Calor entregue pelas paredes ao fluido no orifício de passagem e no difusor**

A figura 7 mostra um volume de controle no orifício de passagem. O fluxo de calor entregue localmente pelas paredes quentes do orifício ao fluido é dado por:

$$q_o = -k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=d/2} \quad (2.7)$$

Integrando-se o fluxo de calor local ao longo do orifício de passagem, tem-se a taxa de calor:

$$Q_o = - \int_0^e \pi dk \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=d/2} dx \quad (2.8)$$

Utilizando-se as adimensionalizações mostradas no item 2.2, a taxa de calor adimensional trocada ao longo de todo o orifício de passagem é dada por:

$$Q_{oa} = \frac{Q_o}{kd(T_p - T_e)} = - \pi \int_0^{e/d} \left. \frac{\partial \theta}{\partial R} \right|_{R=0,5} dX \quad (2.9)$$

O fluxo de calor entregue localmente pelas paredes quentes ao fluido no difusor (figura 8) é dado pela seguinte expressão:

$$q_d = -k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=e} \quad (2.10)$$

A equação (2.10) considera a palheta adiabática, ou seja, nenhum calor é trocado entre o fluido e a palheta.

Integrando ao longo do difusor tem-se que:

$$Q_d = -2\pi k \int_{d/2}^{D/2} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=e} r dr \quad (2.11)$$

Adimensionalizando a equação acima, obtêm-se a taxa de calor total adimensional no difusor:

$$Q_{da} = \frac{Q_d}{kd(T_p - T_e)} = - 2\pi \int_{0,5}^{(D/2)/d} \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=e/d} R dR \quad (2.12)$$

## 2.5 - Número de Nusselt no orifício de passagem, no difusor e total

A equação do fluxo de calor local no orifício de passagem, pode ser representada adimensionalmente por,

$$q_{oa} = -k \frac{(T_p - T_e)}{d} \left. \frac{\partial \theta}{\partial R} \right|_{R=0,5} \quad (2.13)$$

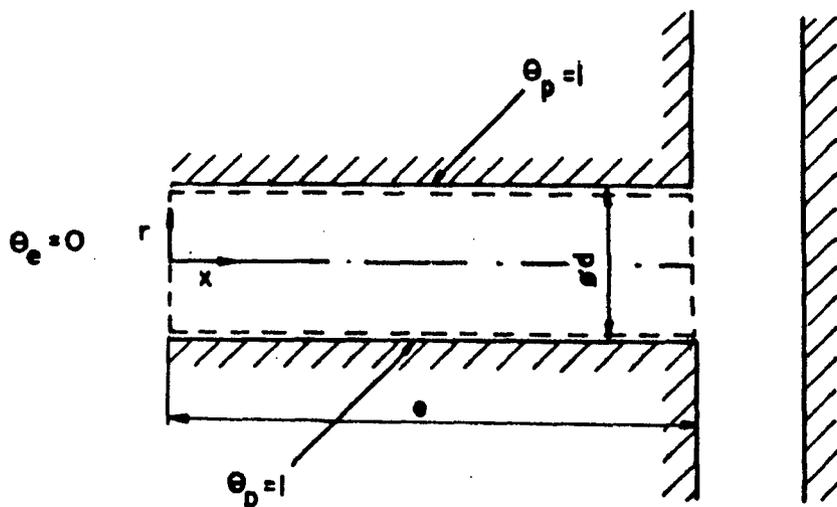


Figura 7 - Volume de controle no orifício de passagem

Em termos de um coeficiente local de transferência de calor, o fluxo de calor local no orifício de passagem pode ser expresso por,

$$q_{oa} = h_o(T_p - T_e) \quad (2.14)$$

Igualando as equações (2.13) e (2.14), tem-se o número de Nusselt local no orifício de passagem,

$$Nu_o = h_o d/k = \partial\theta/\partial R \Big|_{R=0,5} \quad (2.15)$$

A taxa de calor trocado no orifício de passagem é dado por:

$$Q_o = \bar{h}_o A_o (T_p - T_e) \quad (2.16)$$

Onde  $A_o = \pi d e$  (2.17)

Substituindo a equação (2.17) na equação (2.16), e igualando as equações (2.8) e (2.16), em suas formas adimensionais, tem-se o número de Nusselt médio no orifício de passagem,

$$\overline{Nu}_o = \overline{h}_o d/k = \frac{1}{(e/d)} \int_0^{e/d} \left. \frac{\partial \theta}{\partial R} \right|_{R=0,5} dX \quad (2.18)$$

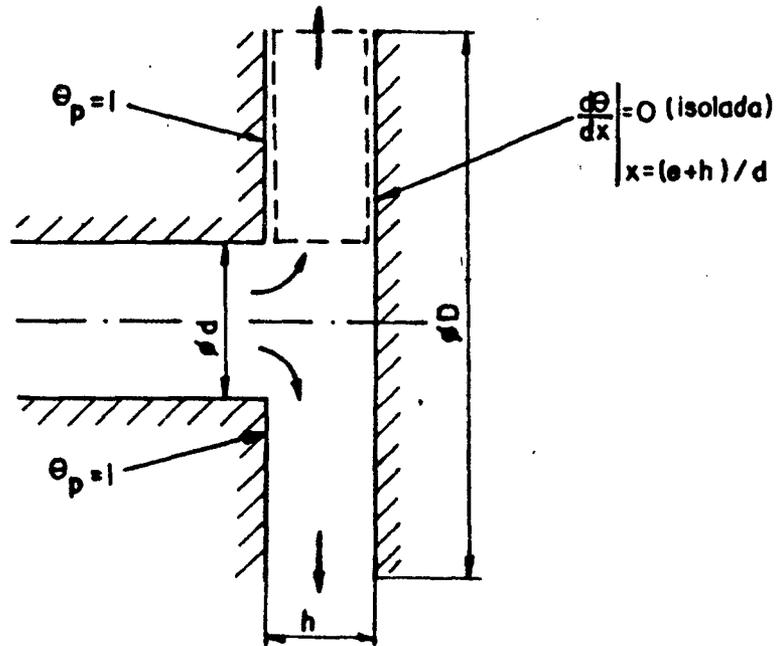


Figura 8 - Volume de controle no difusor

De maneira semelhante, pode-se mostrar que o número de Nusselt local no difusor é dado por:

$$Nu_d = h_d d/k = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=e/d} \quad (2.19)$$

Enquanto que o número de Nusselt médio no difusor é dado por:

$$\overline{Nu}_d = \overline{h}_d d/k = \frac{8}{\left[ \left( \frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right]} \int_{0,5}^{(D/2)/d} \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{R=d} dX \quad (2.20)$$

A taxa de calor total trocado na válvula é dado por:

$$Q_T = \bar{h} A_T (T_p - T_e) \quad (2.21)$$

onde

$$A_T = \pi d e + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (2.22)$$

Este calor é igual a soma das quantidades de calor obtidas nas equações (2.8) e (2.11) e também pode ser representado por:

$$Q_T = -\pi d k \int_0^e \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=d/2} dx - 2\pi k \int_{d/2}^{D/2} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=e} r dr \quad (2.23)$$

Igualando as equações (2.21) e (2.23), reagrupando os termos e reescrevendo as grandezas de forma adimensional, tem-se que o número de Nusselt médio total é dado por,

$$\bar{Nu}_T = \frac{(4 e/d) \bar{Nu}_o + [(D/d)^2 - 1] \bar{Nu}_d}{(4 e/d) + [(D/d)^2 - 1]} \quad (2.24)$$

## 2.6 - Temperatura de mistura

Muitas vezes é necessário conhecer a temperatura média do fluido em uma determinada secção. Normalmente esta temperatura tem sido representada por uma temperatura de mistura que não considera os efeitos de condução. Para regiões de baixa velocidade, onde os efeitos convectivos não são predominantes, efeitos de condução de calor através do fluido podem ter bastante influência sobre a temperatura de mistura. No presente trabalho, os efeitos da condução foram incluídos no cálculo da temperatura de mistura. Tal inclusão se justifica pela exis-

tência de uma região de estagnação associada à mudança de direção do escoamento.

A figura 9 mostra um volume de controle típico no orifício de passagem. O balanço de calor neste volume de controle é dado por:

$$Q_o = \rho c_p \bar{u} A (T_{m2} - T_{m1}) - 2\pi k \left[ \int_0^{d/2} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_2 r dr - \int_0^{d/2} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_1 r dr \right] \quad (2.25)$$

onde o primeiro termo do lado direito representa o transporte convectivo de calor e o segundo termo, representado entre colchetes, representa o transporte condutivo;  $T_{m1}$  e  $T_{m2}$  são, respectivamente, as temperaturas de mistura nas posições (1) e (2) conforme indicado na figura 9.

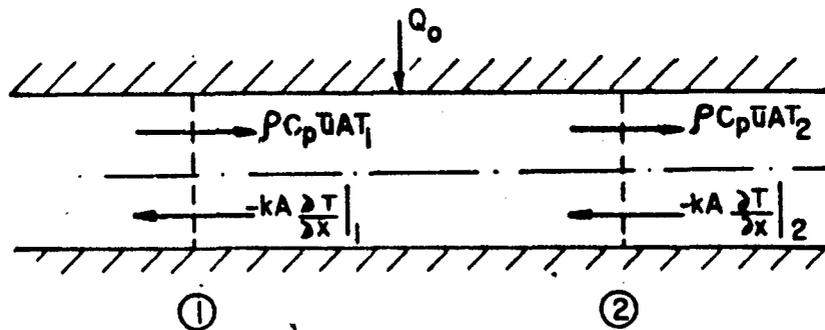


Figura 9 - Orifício de passagem

Adimensionalizando a equação (2.25) e reagrupando os termos, obtêm-se a seguinte expressão para a temperatura de mistura numa secção do orifício de passagem:

$$\theta_{m2} = \theta_{m1} + \frac{4Q_o a}{\pi Re Pr} + \frac{8}{Re Pr} \left[ \int_0^{0,5} \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_2 R dR - \int_0^{0,5} \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_1 R dR \right] \quad (2.26)$$

A determinação da temperatura de mistura na posição

(2) é feita a partir do conhecimento da temperatura de mistura em uma posição a montante (1), bem como do calor transferido por condução através da superfície do volume de controle formado pelas superfícies (1) e (2) e as paredes do orifício.

A seguir será obtida a expressão para o cálculo da temperatura de mistura no difusor. A figura 10 mostra um volume de controle típico no difusor. O balanço de calor neste volume de controle é dado por:

$$Q_d = \rho c_p \bar{u} A (T_{m2} - T_{m1}) - 2\pi k \left[ \int_e^{e+h} \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_2 r dx - \int_e^{e+h} \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_1 r dx \right] \quad (2.27)$$

Novamente, o primeiro termo do lado direito representa o transporte convectivo e o segundo termo está associado ao transporte condutivo;  $T_{m1}$  e  $T_{m2}$  são as temperaturas de mistura em (1) e (2), respectivamente.

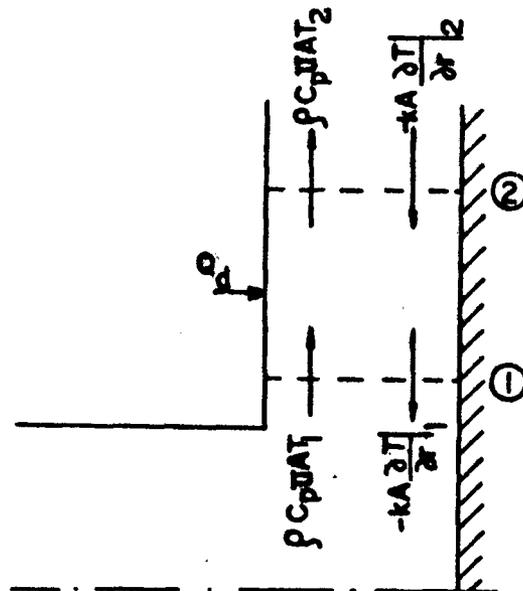


Figura 10 - Difusor

Adimensionalizando a equação (2.27) e reagrupando os termos, obtêm-se a equação para a temperatura de mistura numa secção do difusor:

$$\theta_{m2} = \theta_{m1} + \frac{Q_d}{\dot{m}c_p(T_p - T_e)} + \frac{8}{RePr} \left[ \int_{e/d}^{(e+h)/d} \left. \frac{\partial \theta}{\partial R} \right|_2 R dx - \int_{e/d}^{(e+h)/d} \left. \frac{\partial \theta}{\partial R} \right|_1 R dx \right] \quad (2.28)$$

As equações (2.26) e (2.28) calculam a temperatura de mistura com condução no orifício e no difusor, respectivamente. A localização das secções onde a temperatura de mistura é determinada está associada à distribuição dos pontos nodais utilizados na discretização do domínio de solução.

A atenção será dirigida agora para a região do escoamento que embora já não faça parte do orifício de passagem, ainda não pode ser considerada como parte do difusor. Esta região é mostrada na figura 11.

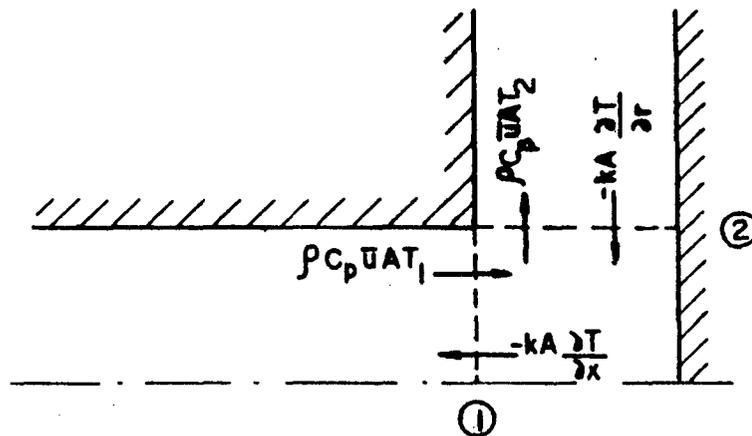


Figura 11 - Volume de controle entre o orifício e o difusor

Um balanço de calor sobre o volume de controle mostrado na figura 11 fornece,

$$\rho c_p \bar{u} A (T_{m2} - T_{m1}) = 2\pi k \left[ \int_e^{e+h} \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_2 r dx - \int_0^{d/2} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_1 r dr \right] \quad (2.29)$$

onde  $T_{m1}$  corresponde à temperatura de mistura na saída da região denominada orifício, e  $T_{m2}$  corresponde à temperatura de mistura, na entrada da região denominada difusor. Estas temperaturas diferirão entre si e a única razão para esta diferença é a presença da condução no fluido. Caso a condução tivesse sido excluída, os valores numéricos para tais temperaturas seriam necessariamente iguais.

Adimensionalizando-se a equação (2.29) e reagrupando os termos, tem-se que a temperatura de mistura na entrada do difusor é dada por:

$$\theta_{m2} = \theta_{m1} + \frac{8}{\text{RePr}} \left[ \int_{e/d}^{(e+h)/d} \left. \frac{\partial \theta}{\partial R} \right|_{R=0,5} dX - \int_0^{0,5} \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=e/d} R dR \right] \quad (2.30)$$

Assim, a temperatura de mistura na entrada do difusor é dada pela temperatura de mistura na saída do orifício ( $\theta_{m1}$ ), mais o termo entre colchetes da equação (2.30).

A fim de quantificar a importância da parcela referente à condução do fluido, a temperatura de mistura em uma dada secção também foi calculada através da seguinte expressão:

$$T_m = \frac{\int_A \rho u T dA}{\int_A \rho u dA} \quad (2.31)$$

Esta equação na sua forma adimensional para o orifício é dada por:

$$\theta_{misto} = \frac{\int_0^{0,5} U \theta R dR}{\int_0^{0,5} U R dR} \quad (2.32)$$

Para o difusor a temperatura de mistura adimensional

é representada por:

$$\theta_{\text{mist}_d} = \frac{\int_{e/d}^{(e+h)/d} V\theta R dX}{\int_{e/d}^{(e+h)/d} V R dX} \quad (2.33)$$

As equações (2.32) e (2.33) representam a maneira clássica apresentada na literatura para o cálculo da temperatura de mistura.

### 3 - ANALOGIA ENTRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA

No presente trabalho a determinação do coeficiente de transferência de calor entre o ar e as paredes aquecidas é feita através da analogia existente entre calor e massa. Alguns aspectos desta analogia são abordados neste capítulo. Para uma discussão mais elaborada sobre o assunto referência deve ser feita às referências [18] , [19] e [20].

Considerando as mesmas adimensionalizações adotadas anteriormente, a equação de transferência de massa para massa específica e coeficiente de difusão constantes, é dada por:

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial R} = \frac{1}{Sc} \left[ \frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial W}{\partial R} \right) \right] \quad (3.1)$$

onde W é a fração de massa de uma dada substância no escoamento e Sc é o número de Schmidt.

Comparando as equações (2.4) e (3.1), verifica-se que a menos das variáveis  $\theta$  e W e dos parâmetros Pr e Sc, estas equações são idênticas.

Quanto às condições de contorno, observa-se que no processo de transferência de calor sem transferência de massa a velocidade normal à superfície sólida é zero, em virtude da condição de impermeabilidade. Para processos em que a transferência de massa é pequena, a velocidade normal à superfície é pequena e pode também ser desprezada quando comparada com a velocidade da corrente livre. Nestas circunstâncias a analogia entre a transferência de calor e massa é perfeita.

Em situações onde a analogia se aplica, as correlações para transferência de calor podem ser igualmente usadas para transferência de massa. Para tal, basta que o número de Nusselt seja trocado pelo número de Sherwood (coeficiente de transfe-

rência de massa adimensional) e o número de Prandtl pelo número de Schmidt (relação entre o transporte difusivo de quantidade de movimento e massa). Os números de Sherwood e Schmidt são definidos pelas seguintes equações, respectivamente:

$$Sh = \frac{Kd}{\bar{D}} \quad (3.2)$$

$$Sc = \frac{\mu}{\rho\bar{D}} \quad (3.3)$$

onde  $K$  é o coeficiente de transferência de massa e  $\bar{D}$  é o coeficiente de difusão.

A taxa de transferência de massa de uma superfície pode ser calculada por:

$$\dot{M} = KA_T(\rho_s - \rho_\infty) \quad (3.4)$$

onde  $A_T$  é a área em que ocorre a transferência de massa,  $\rho_s$  e  $\rho_\infty$  são a densidade do vapor na superfície e no escoamento, respectivamente.

Em escoamentos sobre superfícies de líquidos, a existência de irregularidades causadas pelo próprio escoamento prejudica a analogia uma vez que a geometria do problema se altera. Além disso, a aplicação da analogia fica prejudicada quando a superfície estiver na vertical ou mesmo virada para baixo. Desta forma, a fim de se utilizar a analogia como meio de investigação de problemas de transferência de calor é conveniente que a transferência de massa ocorra através de um processo de sublimação. Uma substância muito empregada para se obter correlações de transferência de calor é o naftaleno, cujas propriedades são apresentadas no apêndice 1. Para uma discussão sobre a utilização do naftaleno como substância de trabalho para a determina-

ção de coeficientes de transferência de calor, referência é feita ao trabalho de Souza Mendes [13].

## 4 - BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO

### 4.1 - Bancada experimental

A figura 12 mostra uma vista esquemática da bancada experimental. A nomenclatura empregada na descrição a seguir também é incluída nesta figura. A figura 13 é uma vista geral da bancada experimental, onde pode-se ver o tubo principal, a caixa de acrílico com a secção de teste no seu interior, a interligação entre o tubo secundário e o ventilador, o ventilador, o tubo de PVC e a secção de medição de vazão.

O ar do ambiente entra através do tubo principal e é succionado pelo ventilador até a secção de teste. O tubo principal que é de alumínio, tem 0,06 m de diâmetro interno e 2 m de comprimento. Dois suportes ajustáveis são usados para sustentar e nivelar o tubo principal. Este tubo é colocado dentro de uma guia com dois anéis em O o que permite deslocamentos do mesmo, quando necessário. Tomadas de pressão são colocadas no tubo principal à montante da secção de teste. Para o trabalho experimental, a relação  $D/d$  é igual 3,175 e a relação  $e/d$  é igual a 1.

Uma vista detalhada da secção de teste é mostrada na fotografia da figura 14. O ar entra na secção de teste através do orifício de passagem, deflete-se ao sair do orifício devido à presença da palheta, escoando então radialmente. A secção de teste é composta por uma peça de alumínio na qual é depositado o naftaleno sobre o orifício de passagem e o assento (figura 15). Esta peça possui três pinos que se encaixam em três rasgos existentes no tubo principal. A vedação é feita através de dois anéis em O. Tal vedação é fundamental para garantir que todo o ar que entra no tubo principal passe pela secção de teste.

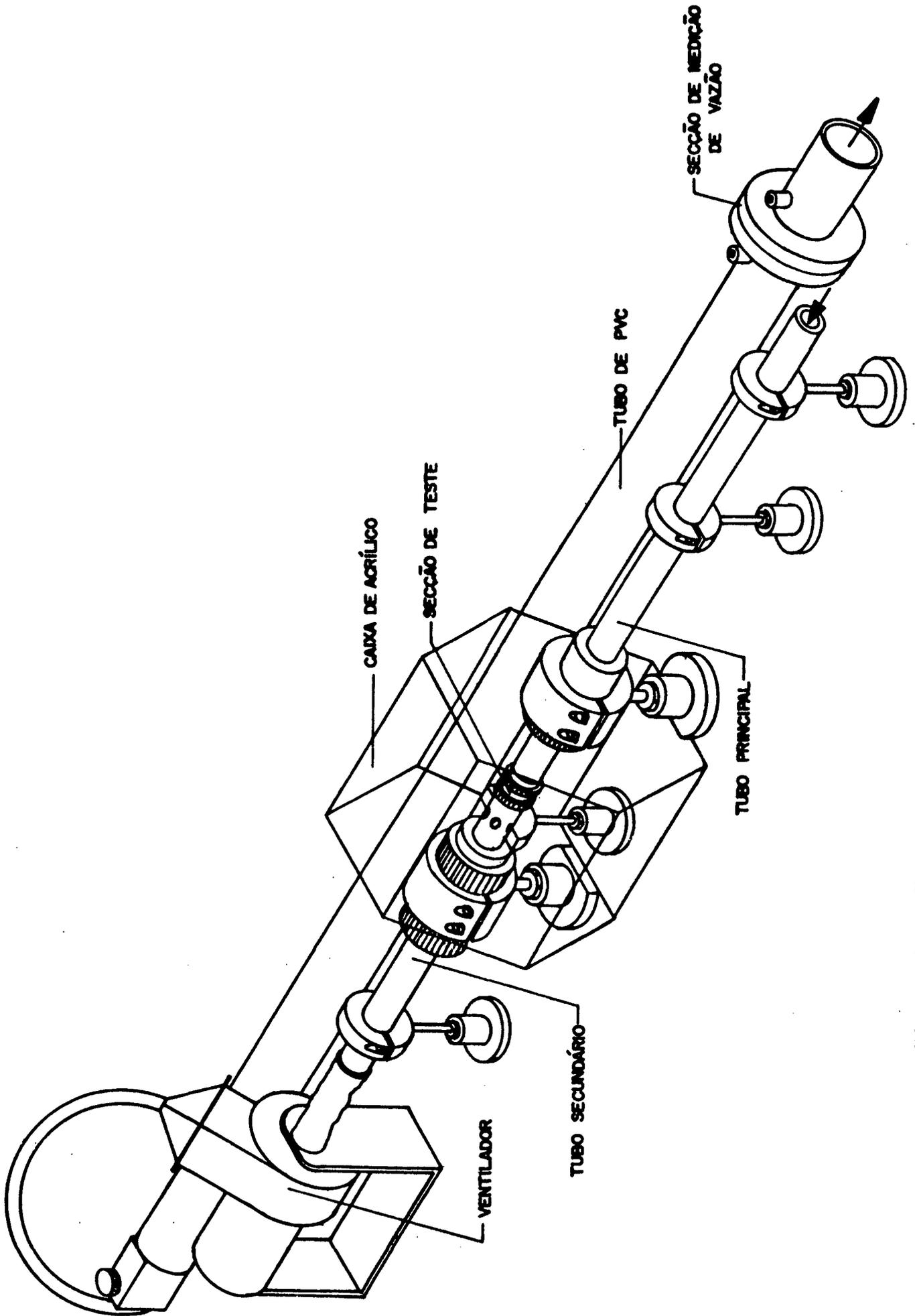


Figura 12 - Esquema geral da bancada experimental

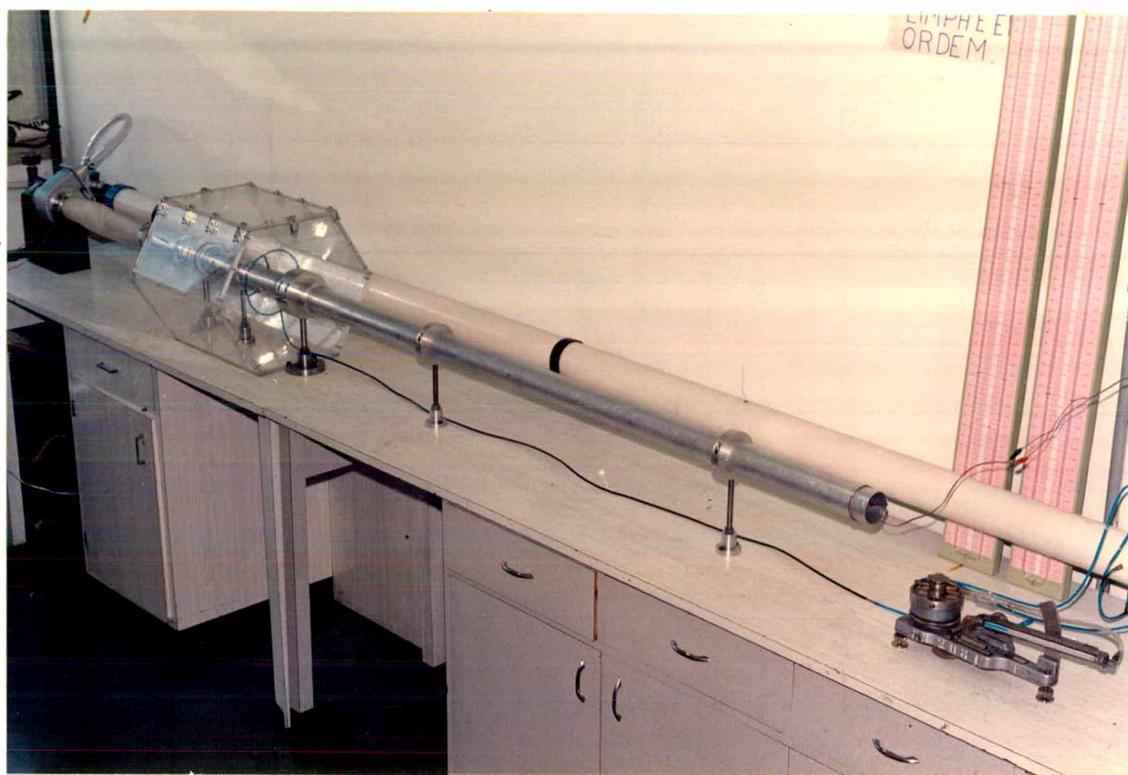


Figura 13 - Vista geral da bancada de testes

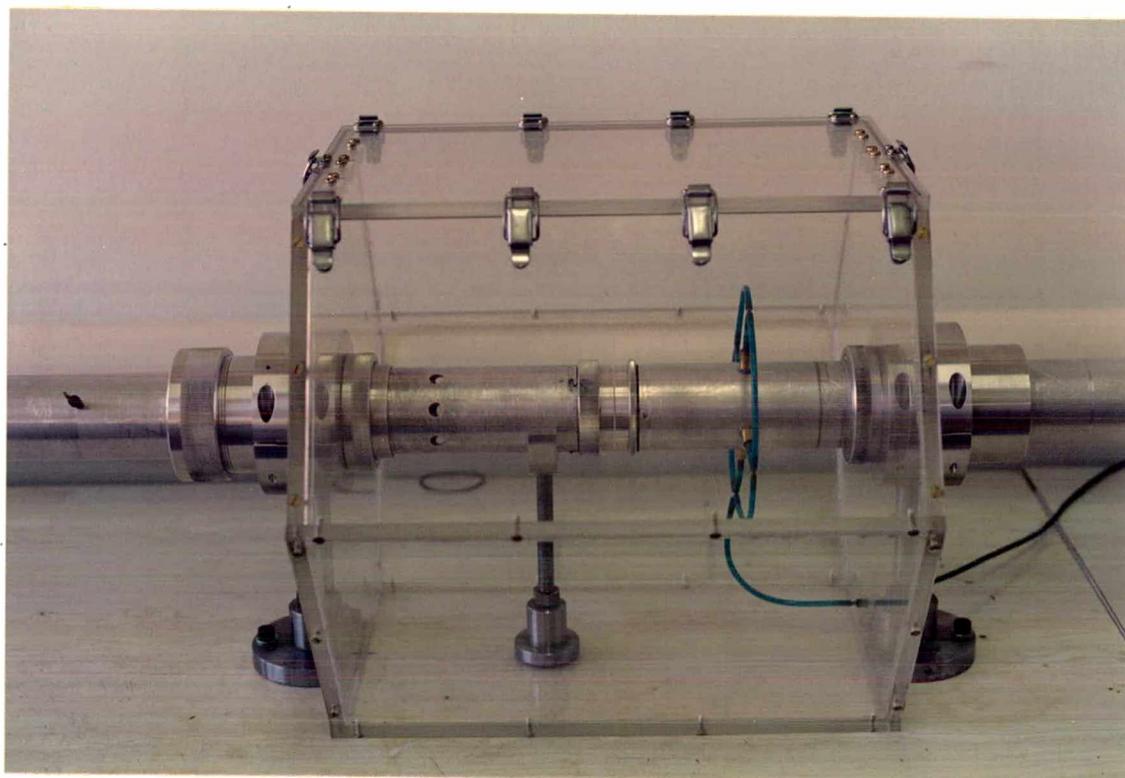


Figura 14 - Secção de teste

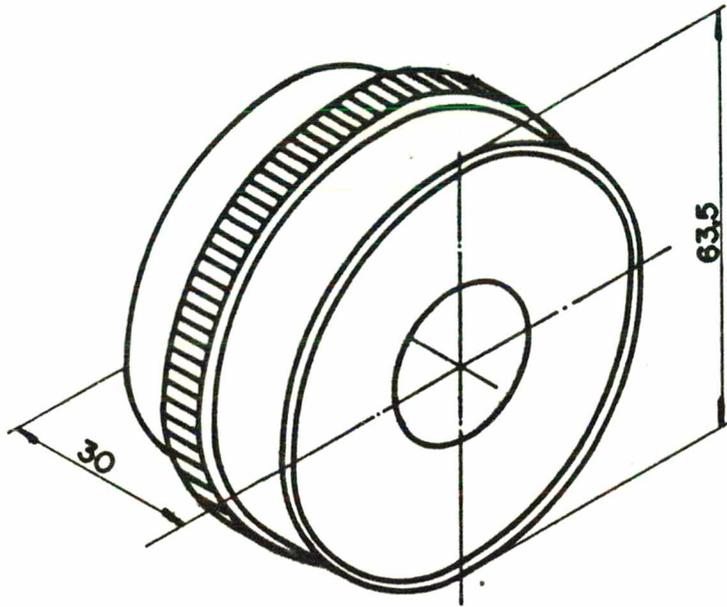


Figura 15 - Peça de alumínio na qual o naftaleno é depositado

A secção de teste é composta ainda por outra peça de alumínio, figura 16, que representa a palheta. Esta peça é fixada sobre o tubo secundário da mesma maneira que a peça com naftaleno é fixada no tubo principal.

O ar ao sair da secção de teste é expandido em uma caixa de acrílico hermética (figura 14) que tem o formato de um prisma hexagonal com comprimento de 0,41 m e raio de circunferência circunscrita à base igual a 0,25 m. Uma das faces laterais do prisma é a tampa da caixa. A remoção desta tampa dá acesso à secção de teste, permitindo a colocação e retirada da peça com naftaleno. Um anel de borracha garante a vedação entre a tampa e as outras faces da caixa. A caixa é fixada em uma mesa para evitar possíveis movimentos da mesma durante o experimento.

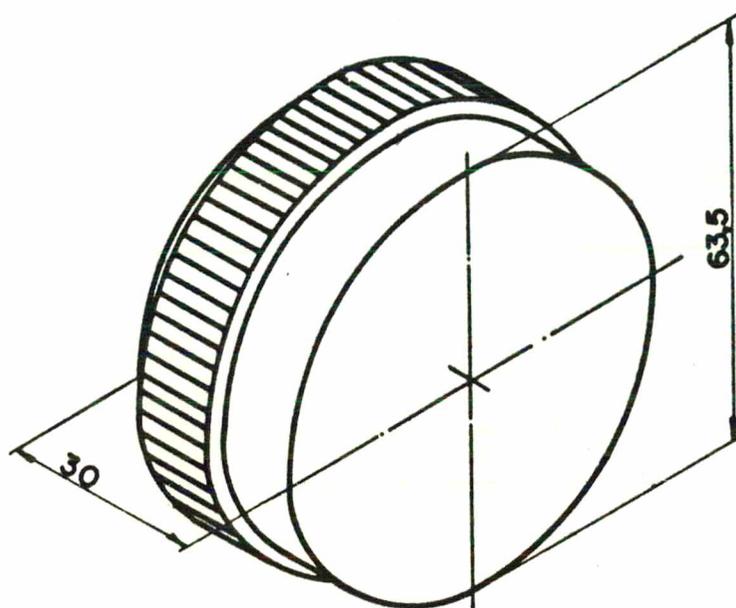


Figura 16 - Peça de alumínio que representa a palheta

No tubo secundário oito furos distribuídos uniformemente ao longo do perímetro do tubo (figura 12), permitem que o ar seja succionado da caixa de acrílico para a secção de medição de vazão através de um ventilador centrífugo. O tubo secundário que é de alumínio, tem 0,06 m de diâmetro interno e 0,5 m de comprimento. Este tubo é colocado dentro de uma guia com dois anéis em 0. Desta forma é possível movimentá-lo até se atingir o afastamento desejado entre o assento e a palheta. Uma rosca cônica de fixação na extremidade da guia mantém o tubo secundário fixo na posição desejada após a obtenção do afastamento desejado.

Uma mangueira flexível com 0,063 m de diâmetro interno e 0,05 m de comprimento é responsável pela ligação entre o tubo secundário e o ventilador. Para succionar o ar, utilizou-se um ventilador centrífugo, marca IBRAM, cuja vazão máxima é 2,5 m<sup>3</sup>/min.

A vazão de ar é controlada por uma válvula reguladora

de vazão, marca FESTO, tipo 2103, capacidade de 0 a 15 bar. Esta válvula é colocada após o ventilador e é conectada ao mesmo através de uma mangueira flexível com 0,019 m de diâmetro interno e 0,8 m de comprimento.

Ao sair da válvula reguladora de vazão o ar escoá através de uma canalização de PVC com 0,078 m de diâmetro interno e 6 m de comprimento. Entre esta válvula e a saída do ar da canalização para o ambiente, existe um medidor de vazão tipo placa de orifício (figura 17). A descrição deste medidor é apresentada no apêndice D.

## **4.2 - Instrumentação**

A seguir são descritos os instrumentos utilizados durante os testes.

### **4.2.1 - Medidas de pressão**

A pressão atmosférica é medida utilizando-se um barômetro, marca SATO KEIRYOKI MFG.Co., LTD., nº 2357, com resolução de 0,5 mbar.

A pressão diferencial do orifício medidor de vazão, a pressão a montante do orifício medidor de vazão e a pressão a montante da secção de teste são medidas utilizando-se um micromanômetro inclinado, marca Wilhelm-Lambrecht, modelo 655, número 350925. O limite de operação do micromanômetro é de até 200 mm; a inclinação varia de 1:1 até 1:25, a menor divisão de escala é 1 mm e o fluido de trabalho utilizado é o álcool etílico com densidade de 790 kg/m<sup>3</sup>.

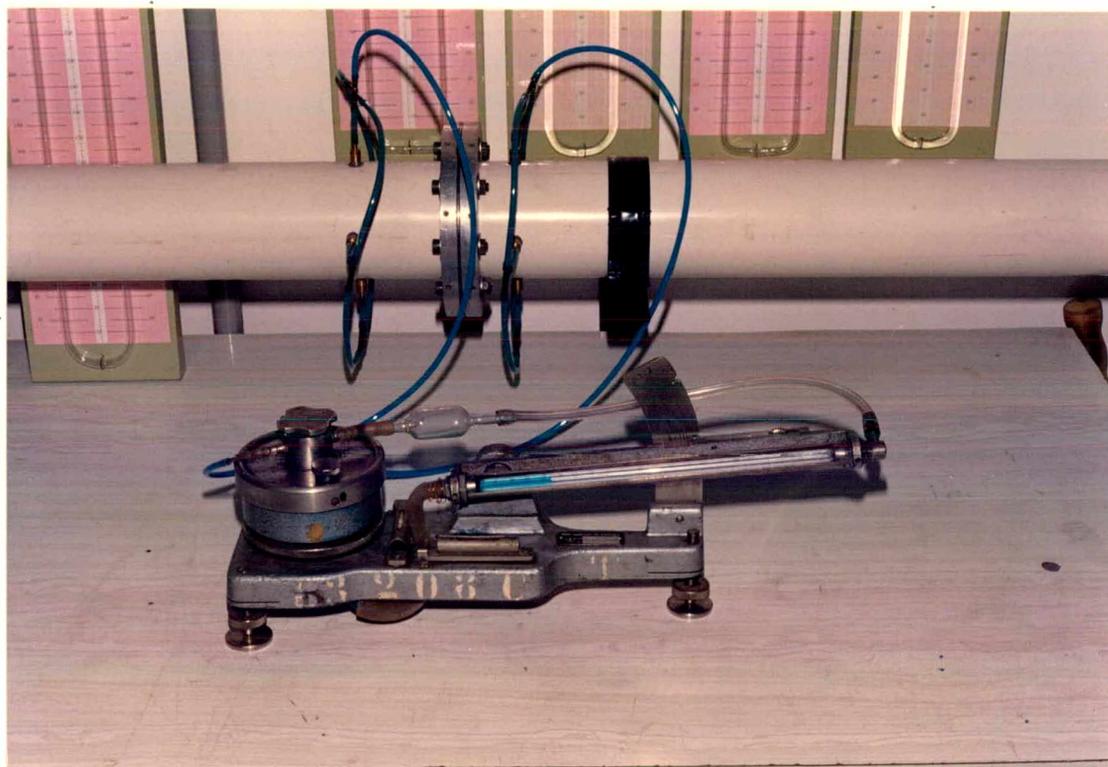


Figura 17 - Secção de medição de vazão

#### 4.2.2 - Medidas de temperatura

A temperatura do ar na canalização de PVC próximo ao orifício medidor de vazão e a temperatura na superfície do naftaleno são as temperaturas de interesse no presente trabalho. A través de uma monitoração sistemática, constatou-se que a temperatura no interior da canalização de PVC e a temperatura ambiente, são praticamente iguais (<1°C de diferença). A temperatura na superfície do naftaleno foi assumida ser igual à temperatura ambiente, já que esta é medida na entrada do tubo principal, ou seja, bastante próximo da secção de teste. Para medir a temperatura ambiente utilizou-se um termopar cobre-constantan, com diâmetro do fio de  $0,5 \times 10^{-3}$  m e compensação eletrônica de temperatura.

#### 4.2.3 - Medidas de afastamento

O afastamento entre o assento e a palheta é obtido utilizando-se uma superfície de referência na forma de uma semi-circunferência (figura 18). Esta superfície de referência foi retificada apresentando uma variação máxima de 4  $\mu$ m ao longo da semi-circunferência.

#### 4.2.4 - Medidas de massa

Uma balança eletrônica, digital, marca Sartorius, tipo 1602 MP8-1, nº 3311447, com capacidade de até 200 g e resolução de 0,1 mg é empregada para determinar a quantidade de massa sublimada durante o experimento. A perda de massa durante a simulação da montagem e desmontagem do experimento também é avaliada com este instrumento. Esta balança é colocada sobre uma base

especial, capaz de isolá-la de possíveis vibrações existentes no laboratório.

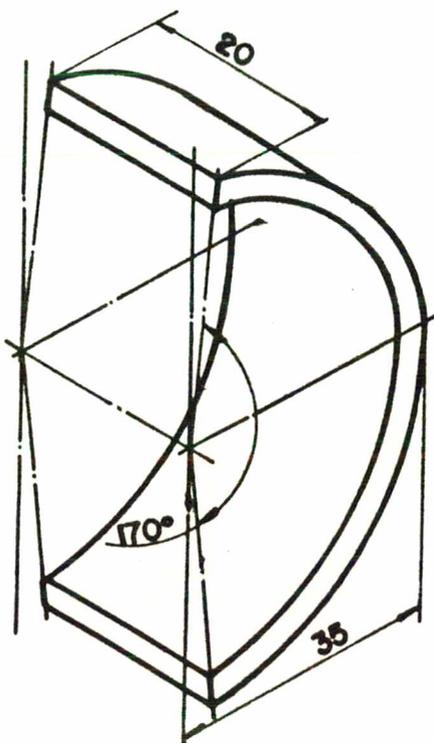


Figura 18 - Superfície de referência para medir o afastamento

#### 4.2.5 - Medidas de tempo

O tempo de duração do experimento, assim como da simulação da montagem e desmontagem é medido com um cronômetro, marca HANHART, com a menor divisão de escala de 0,1 segundo.

#### 4.3 - Bancada para medir a profundidade da superfície do naftaleno

A figura 19 mostra uma vista geral da bancada de medição da profundidade da superfície do naftaleno.

A figura 20 é um esquema de ligação dos equipamentos mostrados na figura 19. A profundidade da superfície de nafta-

leno ao longo da posição radial foi medida com um apalpador indutivo, marca Feinprüf, modelo 1318, com capacidade para medir até 1,3 mm e erro máximo de 0,02  $\mu\text{m}$ .

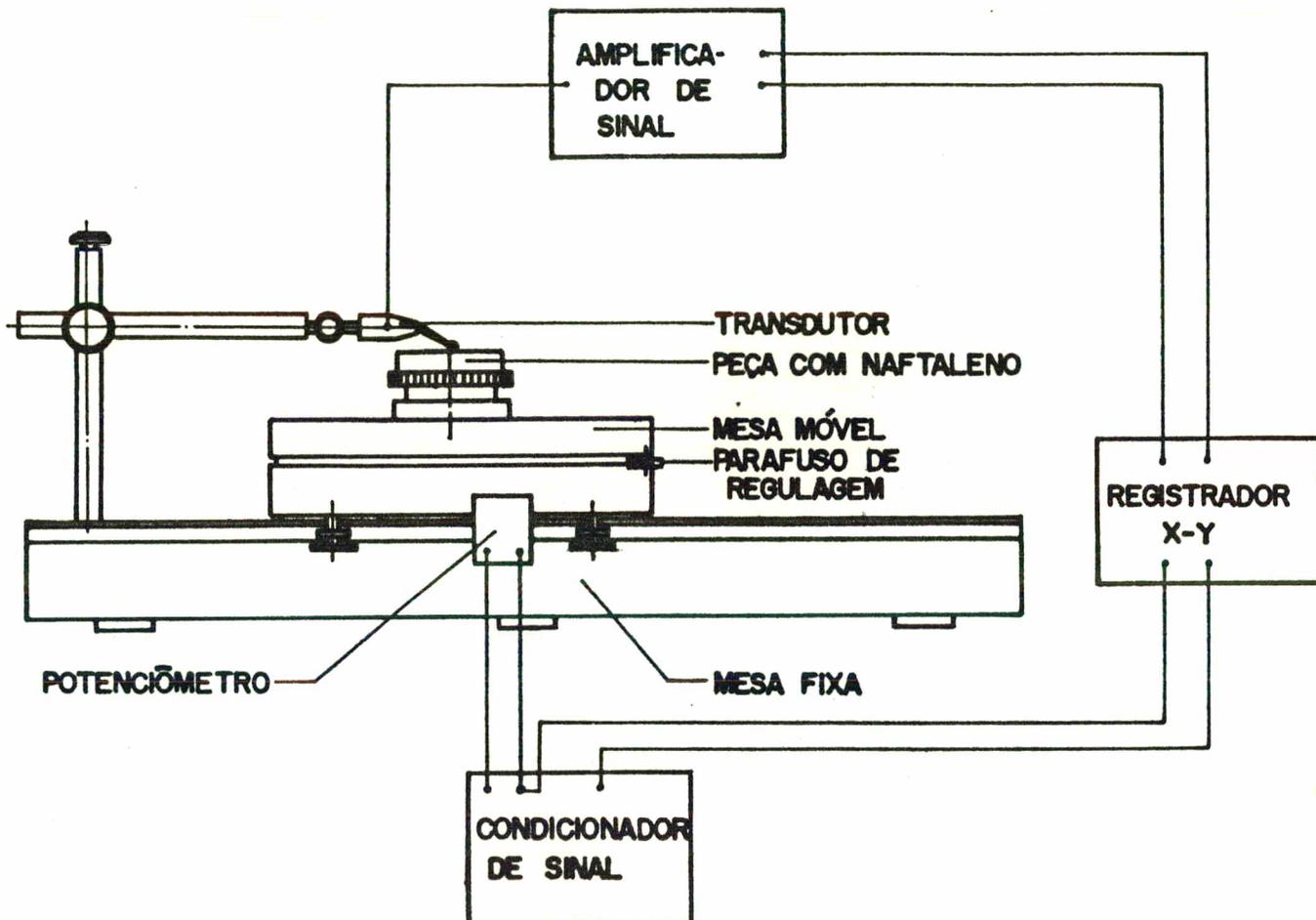


Figura 19 - Vista geral da bancada de medição de profundidade do naftaleno

O apalpador possui na ponta uma esfera com 2 mm de diâmetro que desliza continuamente sobre a peça com naftaleno. A força de medição é de 0,25 N. A amplificação do sinal emitido pelo transdutor indutivo foi obtida utilizando-se um amplificador, marca Feinprüf, modelo 1204IC, com erro máximo igual a 1,5% do valor

medido. A amplificação foi de aproximadamente 600 vezes.

A posição radial foi medida com um transdutor resistivo (potenciômetro de fio), marca Hellpot, com resistência de 5 k $\Omega$  e linearidade de 0,25%.

Após tratados os valores de profundidade e posição radial foram plotados num registrador X-Y, marca Philips, modelo PM 8143.

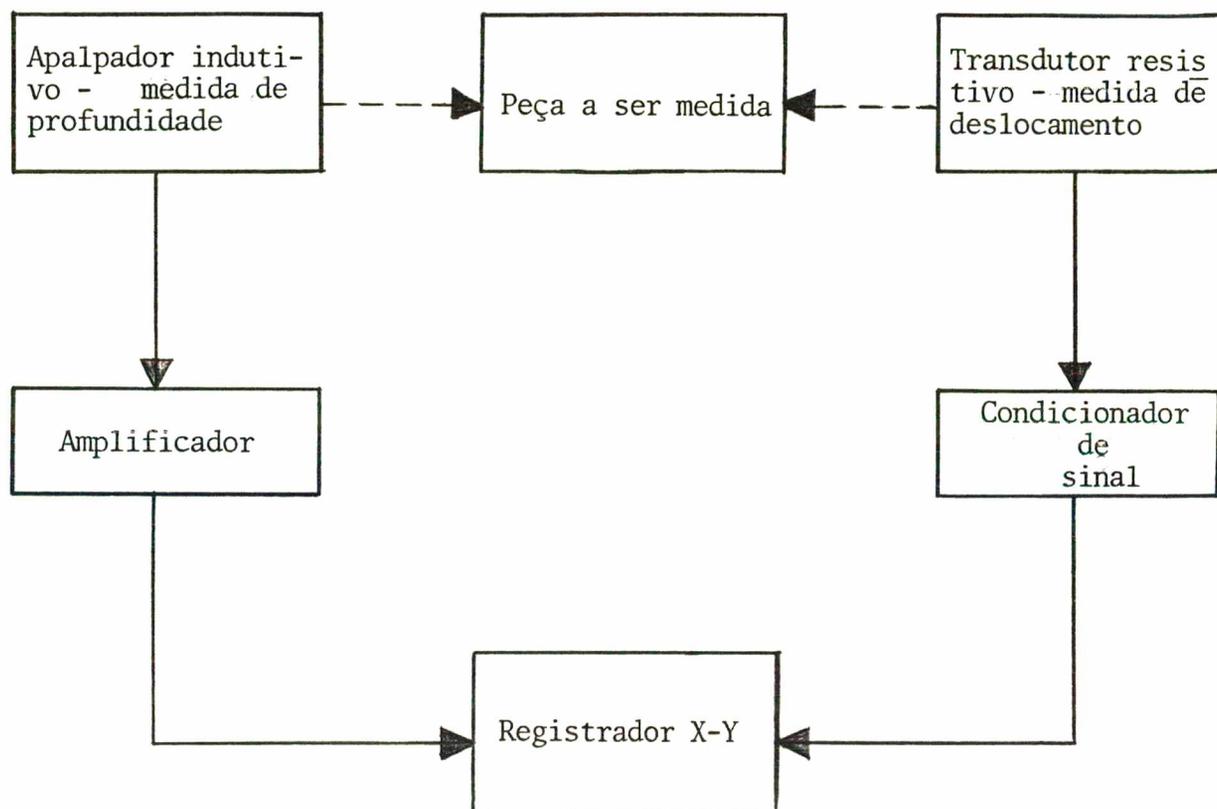


Figura 20 - Esquema de medição de profundidade da superfície de naftaleno

## **5 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E OBTENÇÃO DOS DADOS**

Neste capítulo é apresentado o processo de deposição de naftaleno, o procedimento experimental empregado durante um teste típico, a simulação da montagem e desmontagem da secção de teste, e o processamento dos dados experimentais. O procedimento a ser descrito é baseado naquele descrito em [22].

### **5.1 - Procedimento experimental**

#### **5.1.1 - Molde**

O molde para a deposição do naftaleno (figuras 21 e 22) é composto por uma peça de alumínio na qual é depositado o naftaleno, um eixo de aço com o diâmetro do orifício de passagem e uma tampa de aço. As peças de aço são retificadas e polidas para se obter uma superfície de naftaleno lisa e facilitar a retirada das mesmas sem danificar a peça com naftaleno. A superfície da peça de alumínio onde o naftaleno é depositado é bastante rugosa para facilitar a adesão do mesmo ao alumínio. Como acessório para o molde tem-se ainda, um funil através do qual o naftaleno líquido é depositado.

#### **5.1.2 - Processo de deposição**

A figura 23 é um desenho esquemático do molde quando está sendo feita a deposição. O processo de deposição é feito em um local fechado com exaustão de ar para o exterior, para evitar que o naftaleno em forma de vapor, permaneça no laboratório. Inicialmente é removido o naftaleno da peça usada no teste anterior. A peça de alumínio (figura 15) é colocada den-

tro de um bēquer e aquecida com a ajuda de um aquecedor a gás até o naftaleno fundir.



Figura 21 - Molde para deposição do naftaleno

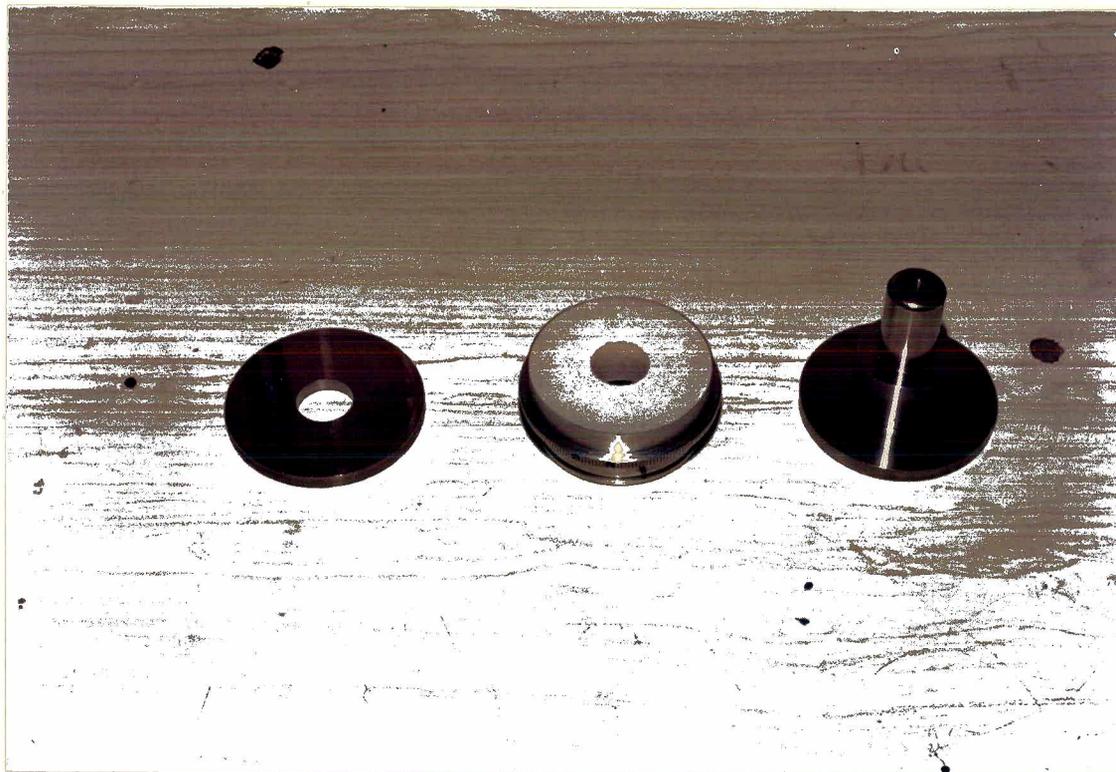


Figura 22 - Partes que compõem o molde

Em seguida esta peça é removida do bēquer e colocada em contato direto com o aquecedor para que o naftaleno remanescente vaporize totalmente. Depois disso, o eixo, a tampa e a peça de alumínio são colocados em uma estufa até atingirem a temperatura de 60°C. Com esta temperatura de molde obtiveram-se os melhores resultados de deposição.

Ao naftaleno coletado no bēquer é acrescido naftaleno puro para compensar as perdas por vaporização. Se o naftaleno do teste anterior apresentar impurezas, o mesmo é substituído por naftaleno puro. O bēquer é colocado sobre o aquecedor até o naftaleno atingir o estado líquido, quando então é depositado no molde através de um funil. Constata-se que a cavidade está completa quando naftaleno líquido sai através da saída de ar do molde, mostrada na figura 23. Após alguns segundos é colocado mais naftaleno líquido no funil para compensar a contração ocorrida durante a solidificação.

Após a retirada do funil, o molde ainda fechado é colocado sob um fluxo de ar até atingir a temperatura ambiente. A retirada do eixo e da tampa é processada batendo-se cuidadosamente com um martelo sobre os mesmos. A limpeza da peça com naftaleno é feita utilizando-se um pincel com cerdas macias. Após esta limpeza inicial a peça é colocada sob um microscópio para a retirada de algum resíduo remanescente.

### 5.1.3 - Teste

Como a bancada de testes não está na mesma sala que a balança, a peça após estar limpa é colocada num pacote plástico que é fechado e levada para a pesagem. Após a pesagem a peça é colocada novamente no pacote de plástico e levada para a

sala onde se encontra a bancada de testes, quando então é montada sobre o tubo principal. A contagem do tempo inicia com a pesagem da peça.

O próximo passo é regular o afastamento entre o assento e a palheta. O afastamento é medido aproximando-se o tubo secundário, no qual está a peça de alumínio que representa a palheta, até este encostar em uma superfície de referência que fornece o afastamento entre o assento e a palheta (figura 24). A seguir o tubo secundário é fixado através de uma rosca cônica, e a superfície de referência é retirada. Tendo completada esta operação a caixa de acrílico é fechada, e o ventilador acionado.

Ao se ligar o ventilador é anotado o tempo. Este valor anotado define o tempo gasto para a montagem e início do teste. Durante o teste são monitoradas através do micromanômetro, a diferença de pressão na placa de orifício, a pressão a montante da placa de orifício e a pressão a montante da secção de teste. A temperatura ambiente na entrada do tubo principal é medida com um termopar e a pressão atmosférica com um barômetro. São feitas cinco leituras de cada variável durante o teste e a média é utilizada na redução dos dados. A pressão atmosférica é medida uma vez, tendo em vista que testes preliminares indicaram que a mesma não varia durante um teste.

Quando o ventilador é desligado o tempo de duração do teste é anotado. A caixa de acrílico é aberta e a peça com naf-taleno depois de retirada é levada para a pesagem, dentro de um pacote plástico fechado. São anotadas as quantidades de massa sublimada e o tempo de desmontagem.

O tempo de duração de cada teste é determinado com base na quantidade de massa sublimada. É desejável que esta quan-

tidade seja da ordem de cem miligramas para evitar a influência de perdas de massa estranhas ao teste. A massa sublimada durante a montagem e desmontagem foi mantida da ordem de cinco por cento da massa total sublimada. No presente trabalho, o tempo de teste variou de trinta a cinquenta minutos em função do número de Reynolds.

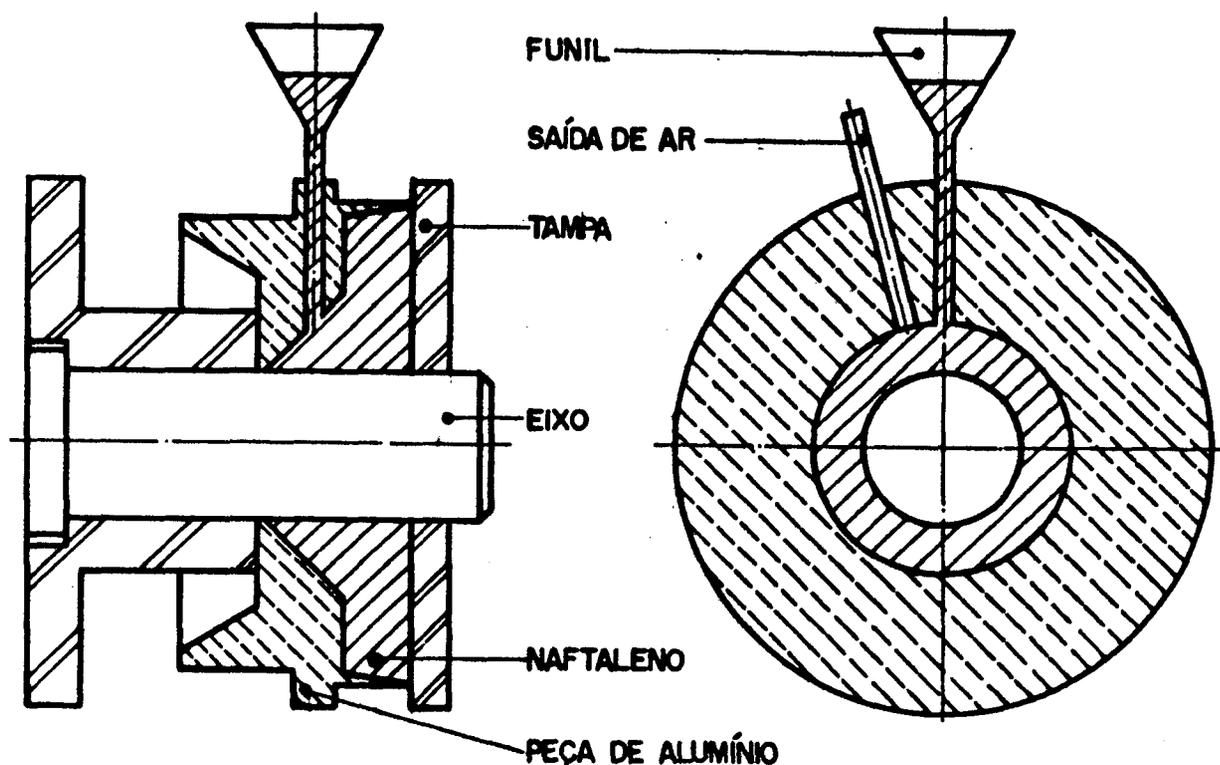


Figura 23 - Molde para deposição do naftaleno com o funil e saída de ar

A diferença de massa obtida da pesagem antes e depois do teste inclui a sublimação ocorrida durante a montagem e desmontagem. Para determinar esta quantidade, faz-se uma simulação da montagem e desmontagem e assume-se que a massa sublimada seja igual àquela ocorrida quando da montagem e desmontagem do teste real.

A massa sublimada devida ao escoamento de ar é obtida

subtraindo-se da massa total a massa sublimada durante a montagem e desmontagem da peça de naftaleno.

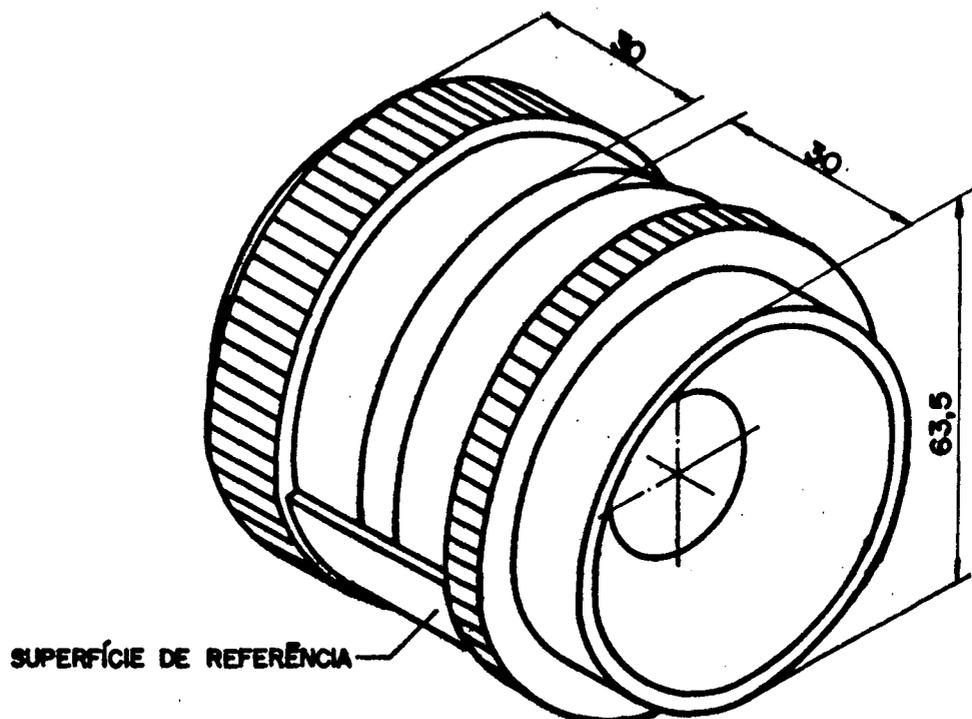


Figura 24 - Seção de teste com a superfície de referência para medir o afastamento

## 5.2 - Obtenção dos dados

O objetivo principal do processamento dos dados é a determinação do número de Sherwood e do número de Reynolds, a partir dos dados experimentais.

### 5.2.1 - Número de Sherwood

O número de Sherwood é obtido da equação (3.2)

$$Sh = \frac{Kd}{D}$$

O coeficiente de transferência de massa é obtido a partir da equação (3.4).

$$K = \dot{M} / \rho_s A_T \quad (5.1)$$

onde foi assumido que  $\rho_{\infty} = 0$ .

A taxa de transferência de massa é dada por:

$$\dot{M} = M/t \quad (5.2)$$

onde  $M$  é a massa de naftaleno sublimada durante o teste e  $t$  é o tempo de duração do teste.

A área em que ocorre transferência de massa é dada por:

$$A_T = \pi d e + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (5.3)$$

A densidade do vapor de naftaleno na superfície é obtida utilizando-se a lei dos gases perfeitos e a correlação para a pressão do vapor de naftaleno desenvolvida por Sogin [21]

$$\rho_s = 0,0153957 \frac{P_s}{T_s} \quad (5.4)$$

$$P_s = 47,87504 \left[ 10^{(11,884 - 3729,444/T_s)} \right] \quad (5.5)$$

onde  $\rho_s$  é dado em  $\text{kg/m}^3$ ,  $P_s$  em  $\text{N/m}^2$  e  $T_s$  em K. No presente trabalho, assume-se que  $T_s$  seja igual à temperatura na entrada do tubo principal.

O coeficiente de difusão  $\bar{D}$  é calculado via número de Schmidt que é igual a 2,5 para o naftaleno difundindo-se no ar [22]

$$\bar{D} = \mu / \rho S c \quad (5.6)$$

A viscosidade dinâmica do ar  $\mu$  em  $\text{Ns/m}^2$  é determinada por [23]

$$\mu = (0,8723809571 + 7,028571429 \times 10^{-2} T_{\text{amb}} - 3,809523810 \times 10^{-5} T_{\text{amb}}^2) \times 10^{-6} \quad (5.7)$$

onde  $T_{amb}$  deve ser fornecida em K.

A densidade do ar é obtida da equação dos gases perfeitos e é dada por:

$$\rho = P_{MD} / (\bar{R} T_{amb}) \quad (5.8)$$

onde  $P_{MD}$  é a pressão a montante da secção de teste e  $\bar{R}$  é a constante do ar.

### 5.2.2 - Número de Reynolds

O número de Reynolds no orifício de passagem é definido como,

$$Re = 4\dot{m} / \pi \mu d \quad (5.9)$$

onde  $\dot{m}$  é o fluxo de massa através da secção de passagem,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido e  $d$  é o diâmetro do orifício de passagem.

O fluxo de massa  $\dot{m}$  é obtido através de um medidor de vazão, tipo placa de orifício com bordas quadradas. Este fluxo é dado pela seguinte equação [24],

$$\dot{m} = 0,034752 K_e Y F_a d_o^2 \sqrt{H_w \rho_{MO}} \quad (5.11)$$

onde  $K_e$  é o coeficiente de escoamento, conforme apêndice D,  $Y$  é o fator de expansão do gás,  $F_a$  é o fator de expansão térmica,  $H_w$  é a pressão diferencial na placa de orifício dada em cm de  $H_2O$ ,  $\rho_{MO}$  é a densidade do fluido a montante do orifício medidor de vazão em  $g/cm^3$  e  $d_o$  é o diâmetro do orifício da placa dado em cm.

A densidade do ar a montante da placa de orifício é obtida da equação dos gases perfeitos.

$$\rho_{MO} = P_{MO} / (\bar{R}T_{amb}) \quad (5.12)$$

### 5.3 - Procedimento experimental para a medição da profundidade da superfície do naftaleno

O procedimento utilizado até a limpeza da peça é igual ao descrito anteriormente. Após a limpeza a peça com naftaleno é posicionada na base móvel, onde está fixado o potenciômetro. As extremidades da peça são zeradas e em seguida é medida a profundidade da superfície em relação às extremidades. As medições são feitas ao longo da posição radial, para três posições angulares de 120°.

Em seguida, a peça é montada na secção de teste e o teste é realizado como descrito no item 5.1. O tempo de duração do teste foi de 30 minutos para todos os casos em que se mediu a profundidade do naftaleno.

Após o teste, a peça é retirada da secção de teste e colocada na bancada que mede a profundidade, as extremidades são zeradas e são medidas a profundidade e a posição radial.

As curvas de profundidade x posição radial antes e depois do teste são plotadas no registrador X-Y.

A diferença entre os valores de profundidade antes e depois do teste são plotadas num gráfico como função da posição radial do assento.

## 6 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos com o modelo numérico para o número de Prandtl igual a 0,7 e é feita uma comparação entre os resultados numérico e experimental para o número de Prandtl igual a 2,5.

Conforme discutido no capítulo 2, na obtenção dos resultados numéricos, utilizou-se um perfil de velocidade uniforme na entrada do orifício e considerou-se a palheta isolada. A influência do perfil de velocidade na entrada do orifício sobre o número de Nusselt e a temperatura de mistura será analisada neste capítulo. A validação da malha utilizada na discretização das equações diferenciais é apresentada na primeira parte dos resultados obtidos com o modelo numérico.

### 6.1 - Resultados obtidos com o modelo numérico

Inicialmente é apresentada uma comparação dos resultados obtidos com a malha usada no presente trabalho e uma malha mais refinada na região do difusor. A malha do presente trabalho tem 2160 pontos nodais, sendo 1120 no orifício de passagem e 1040 no difusor. A malha mais refinada tem 3040 pontos nodais, sendo 1120 no orifício de passagem e 1920 no difusor.

Como pode ser observado, foi mantido o mesmo número de pontos nodais no orifício de passagem, porque a malha para o orifício de passagem já havia sido otimizada levando-se em consideração a difusão falsa [09]. Com o aumento do número de pontos nodais no difusor procurou-se captar com maior precisão a zona de recirculação. No aumento da população de pontos nodais manteve-se um compromisso entre tempo de computação e melhora na

precisão dos resultados.

A tabela 2 mostra os resultados obtidos com as malhas citadas anteriormente para um afastamento adimensional de 0,05 e números de Reynolds de 500 e 3000. Observa-se que para todas as variáveis mostradas na tabela os valores são bastante próximos. Tais resultados validam e justificam a utilização da malha com 2160 pontos nodais.

**TABELA 2** - Comparação dos dados obtidos com a malha usada no presente trabalho e uma malha mais refinada no difusor.

Re	500		3000	
	1	2	1	2
Variáveis				
$\overline{Nu}_o$	19,26	19,27	48,03	47,99
$\overline{Nu}_d$	22,77	22,97	40,81	39,40
$\overline{Nu}_T$	21,66	21,79	43,11	42,13
$\theta_{mo}$	0,191	0,192	0,084	0,084
$\theta_{md}$	0,722	0,726	0,241	0,235
$Q_{oa}/Q_{da}$	0,395	0,392	0,549	0,568

1 - Malha usada no presente trabalho

2 - Malha mais refinada no difusor

A seguir serão apresentados resultados para os perfis de velocidade e de temperatura no orifício de passagem e no difusor.

A figura 25 mostra os perfis de velocidade ao longo do

orifício de passagem e do difusor para os números de Reynolds de 500, 1800 e 3000 e um afastamento adimensional de 0,03. Em relação a geometria analisada no presente trabalho, as dimensões da figura estão multiplicadas por 2,5, exceto o afastamento entre o assento e a palheta que está multiplicado por 40.

No orifício de passagem o perfil de velocidade é mostrado nas posições axiais  $X=0$ ,  $X=0,5$  e  $X=0,933$ . Na entrada do orifício, tem-se um perfil de velocidade uniforme, porém à medida que o escoamento se desenvolve, este perfil é deformado para adentrar no difusor. Na saída do orifício, a velocidade próximo da parede aumenta consideravelmente e no centro é praticamente nula. Este aumento de velocidade na saída do orifício de passagem ocorre devido ao pequeno afastamento existente entre o assento e a palheta. Isto faz com que o fluido seja acelerado junto à parede do orifício de passagem para entrar no difusor. Este aumento de velocidade é mais pronunciado para números de Reynolds mais altos.

Os perfis de velocidade no difusor são mostrados para  $R=0,502$  e  $R=1,5$ . Em  $R=0,502$ , ou seja, logo no início do difusor existe uma recirculação para  $Re=1800$  e  $Re=3000$ , o que caracteriza a separação do escoamento naquela região. A fim de satisfazer o princípio de conservação da massa, a velocidade média no difusor diminui com  $R$ , fato este identificado pelo achatamento dos perfis de velocidade ao longo do difusor.

A figura 26 mostra os perfis de temperatura do fluido ao longo do orifício de passagem e do difusor. Os perfis de temperatura são plotados para os mesmos números de Reynolds, o mesmo afastamento adimensional e as mesmas posições em que foram plotados os perfis de velocidade mostrados na figura 25.

Na entrada do orifício de passagem a temperatura do

fluido é igual a zero, sendo que à medida que o mesmo entra no orifício sua temperatura aumenta em virtude do calor proveniente das paredes aquecidas.

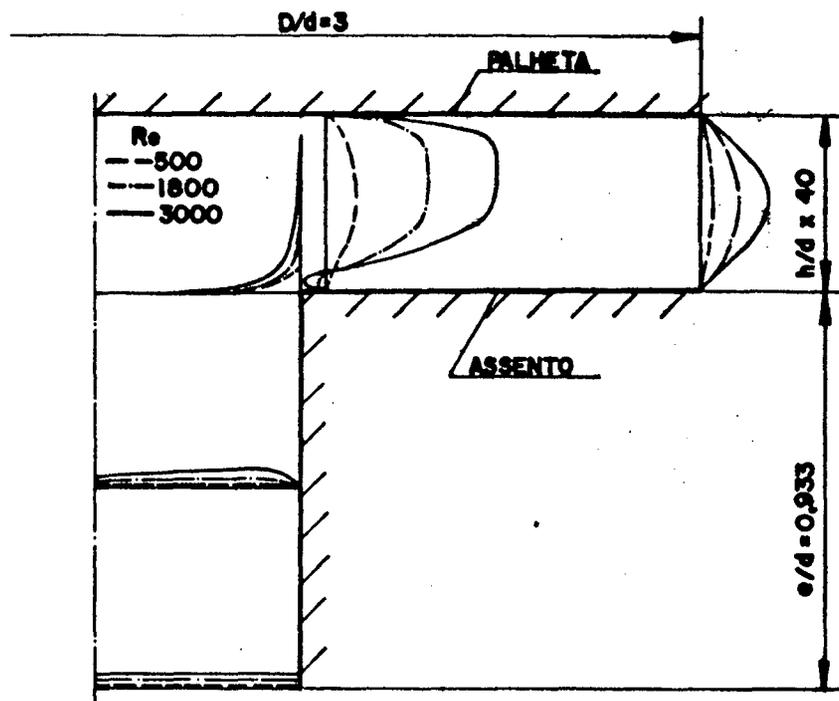


Figura 25 - Perfis de velocidade no orifício de passagem e no difusor para  $h/d=0,03$

Apenas na região próxima à parede do orifício, a temperatura do fluido é afetada pelo aquecimento, indicando a pequena espessura da camada limite térmica. A medida que o fluido se aproxima da saída do orifício de passagem, a espessura da camada limite térmica diminui conforme observado ao se comparar os perfis de temperatura apresentados na figura 26. Tal fato se deve ao aumento da velocidade axial do fluido na região próxima à parede do orifício.

Conforme mostrado na figura 26, na entrada do difusor o fluido apresenta temperaturas altas na região do assento, que é a parede quente, diminuindo à medida que se aproxima da palheta isolada. Para Reynolds igual a 500, na saída do difusor a temperatura do fluido é quase igual à temperatura do assento, ao

longo de toda a secção.

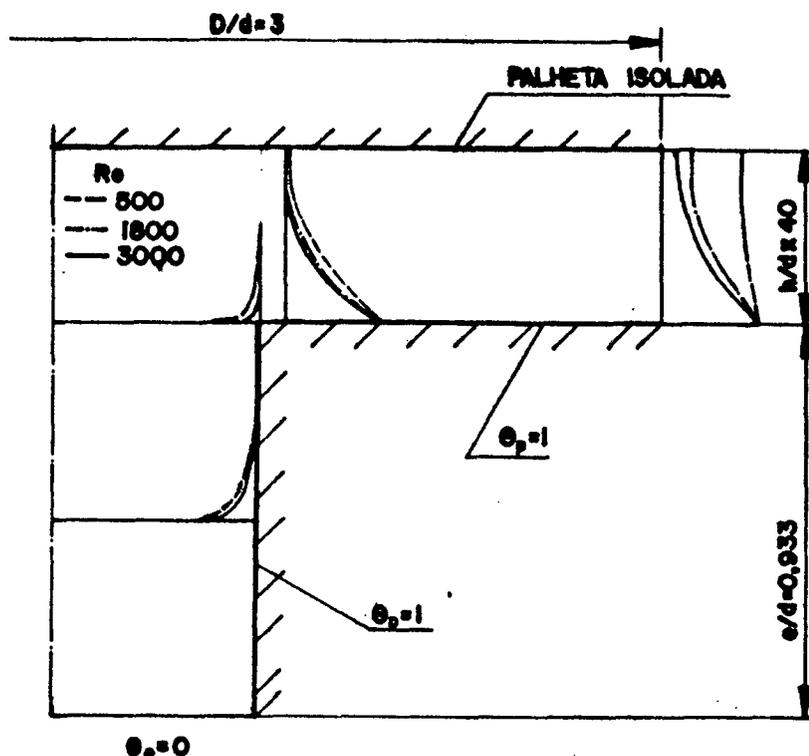


Figura 26 - Perfis de temperatura no orifício de passagem e no difusor para  $h/d = 0,03$ .

A seguir serão apresentados resultados para o número de Nusselt. A figura 27 mostra a influência do afastamento entre o assento e a palheta sobre o número de Nusselt médio no orifício de passagem (equação 2.18), para números de Reynolds variando de 150 a 3000. A influência do afastamento é pequena para números de Reynolds baixos, ocorrendo um pequeno aumento do número de Nusselt médio com a diminuição do afastamento. Para números de Reynolds maiores, há um aumento maior do número de Nusselt médio com a diminuição do afastamento. Isto ocorre porque para afastamentos pequenos e números de Reynolds altos os gradientes de velocidade próximos à parede são elevados na saída do orifício de passagem, resultando em grandes gradientes

de temperatura e, conseqüentemente maior transferência de calor.

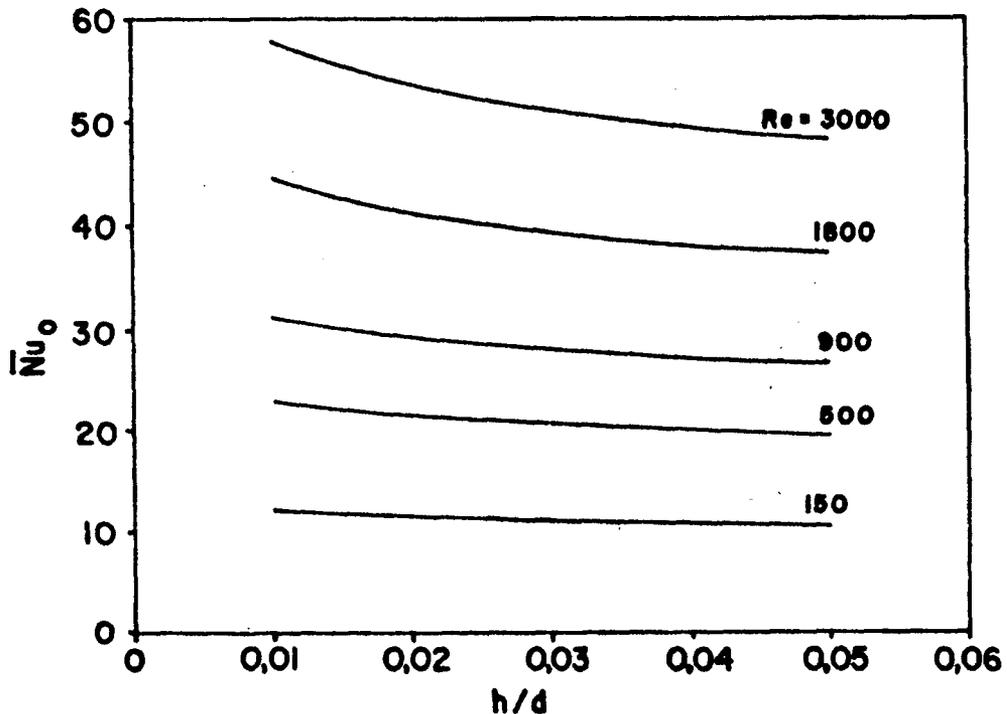


Figura 27 - Influência do afastamento sobre o número de Nusselt médio no orifício de passagem.

A figura 28 mostra a variação do número de Nusselt local ao longo do orifício de passagem (equação 2.15), para um afastamento de 0,05 e número de Reynolds de 150, 1300 e 3000. Inicialmente há uma diminuição do número de Nusselt local, devido ao fato de que o perfil uniforme na entrada tende para um perfil parabólico, com gradientes de velocidades menores do que aqueles associados ao perfil uniforme. Porém, próximo à saída do orifício de passagem ocorre um aumento bastante grande do número de Nusselt, devido à aceleração do fluido que sai do orifício e entra no difusor.

A figura 29 mostra a influência do afastamento entre o assento e a palheta sobre o número de Nusselt médio no difusor (equação 2.20), para números de Reynolds variando de 150 a 3000.

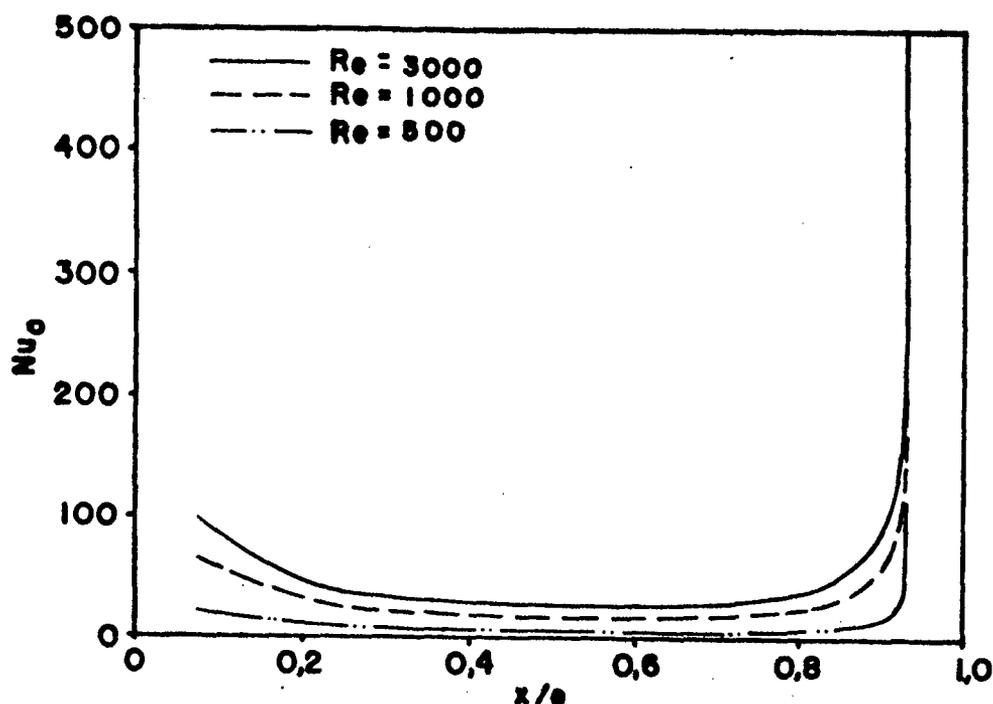


Figura 28. - Variação do número de Nusselt local ao longo do orifício para  $h/d=0,05$

Para números de Reynolds baixos, o número de Nusselt médio praticamente independente do afastamento. Para números de Reynolds altos tem-se um aumento considerável do número de Nusselt médio à medida que o afastamento diminui. Para números de Reynolds altos e afastamentos grandes ocorre uma diminuição do número de Nusselt médio devido ao surgimento de uma região de recirculação, que dificulta a troca de calor entre as paredes quentes e o fluido.

A figura 30 mostra a variação do número de Nusselt local para a região correspondente ao início do difusor. Como na saída do difusor  $r/d=1,5$ , a figura cobre apenas 10% da parede aquecida do difusor. As curvas mostradas na figura são para  $h/d=0,05$ , que corresponde a um afastamento típico. Para baixos  $Re$ ,  $Nu_d$  decresce monotonicamente com o aumento da posição radial. À medida que  $Re$  aumenta, surgem máximos localizados em  $Nu_d$ . Tais máximos estão associados às regiões de separação e reata-

mento, existentes em decorrência da mudança de direção do escoamento, [33] e [34]. Para  $r/d > 0,6$ ,  $Nu_d$  decresce ao longo do difusor.

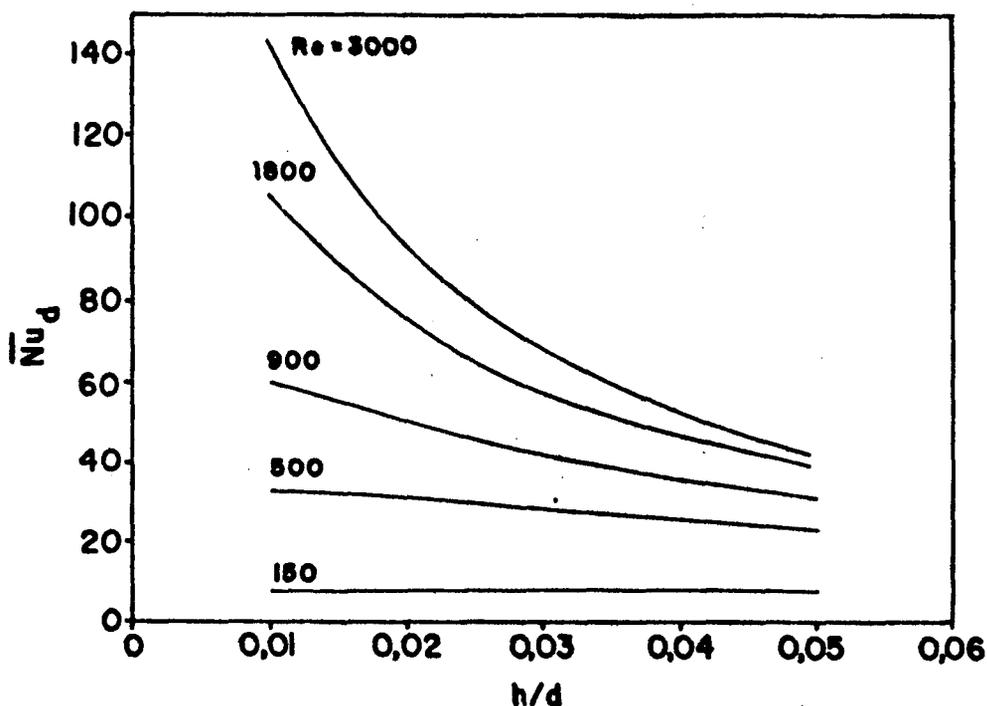


Figura 29 - Influência do afastamento sobre o número de Nusselt médio no difusor

A figura 31 mostra a influência do afastamento sobre o número de Nusselt médio total (eq.2.24), para números de Reynolds variando de 150 a 3000. Observa-se que o comportamento das curvas da figura 31 é semelhante àquele das curvas da figura 29 para o difusor, apenas que os valores de Nusselt mostrados na figura 31 são menores que os da figura 29. Isto evidencia que para afastamentos pequenos e números de Reynolds altos, a transferência de calor ocorre principalmente no difusor. Para afastamentos maiores, o número de Nusselt médio no orifício é quase igual ao do difusor.

A figura 32 mostra a influência do número de Reynolds sobre a relação entre o calor trocado no orifício e no difusor, para afastamentos adimensionais variando de 0,01 a 0,05. Obser-

va-se que para esta faixa de afastamentos e para números de Reynolds maiores que 300, o calor trocado no orifício de passagem é sempre menor que o calor trocado no difusor. Para números de Reynolds menores, a relação  $Q_{oa}/Q_{da}$  aumenta porque o maior tempo que o fluido permanece no orifício bem como os efeitos de condução no sentido contrário ao escoamento fazem com que o fluido saia do orifício a uma temperatura mais alta, trocando menor quantidade de calor no difusor. Para Re altos e afastamentos grandes há uma diminuição do calor trocado no difusor devido ao surgimento de uma região de recirculação, fazendo com que, apesar do calor trocado no orifício diminuir com o aumento do afastamento, a relação  $Q_{oa}/Q_{da}$  aumenta.

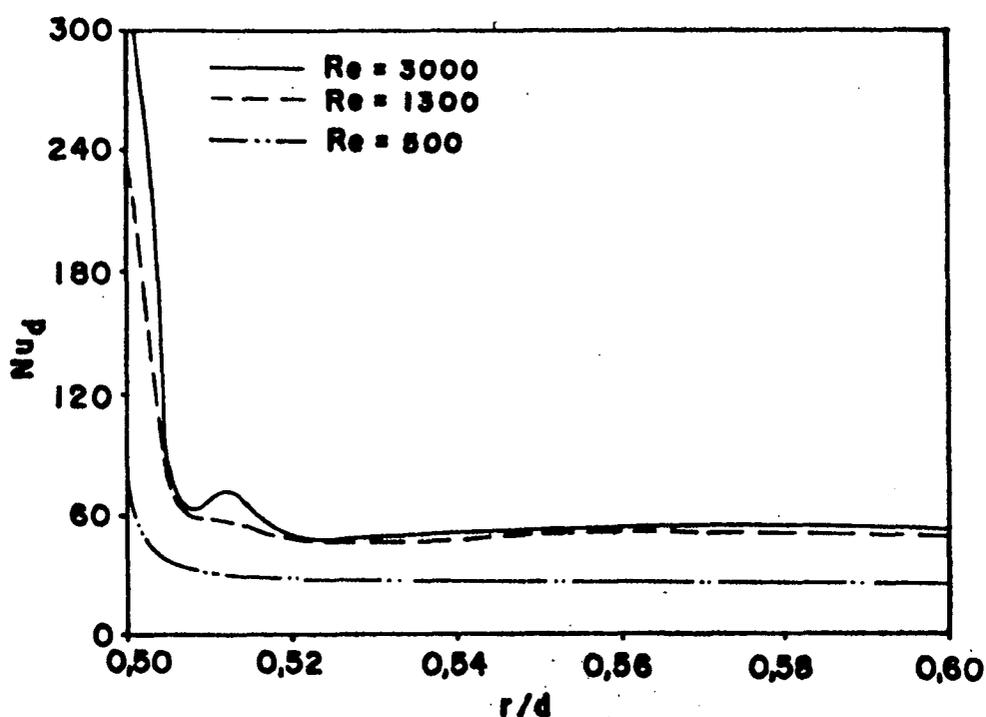


Figura 30 - Variação do número de Nusselt local ao longo do difusor para  $h/d=0,05$

A figura 33 mostra a variação da temperatura de mistura ao longo do orifício de passagem (equação 2.26) para núme-

ros de Reynolds de 150, 1300 e 3000 e afastamentos adimensionais de 0,01 a 0,05. Observa-se que no início do orifício de passagem a inclinação da curva é maior, indicando uma maior transferência de calor para pequenos valores de  $x/d$ . A derivada  $dT/dx$  diminui à medida que o fluido entra e volta a aumentar bastante na saída do orifício. Isto ocorre porque na entrada tem-se um perfil de velocidade uniforme e à medida que o fluido entra no orifício o escoamento tende a ser parabólico, ou seja, a velocidade próximo à parede diminui fazendo com que haja menor troca de calor entre a parede e o fluido. Porém, na saída do orifício a velocidade próxima da parede aumenta bastante, originando elevados gradientes de temperatura e, conseqüentemente maior transferência de calor.

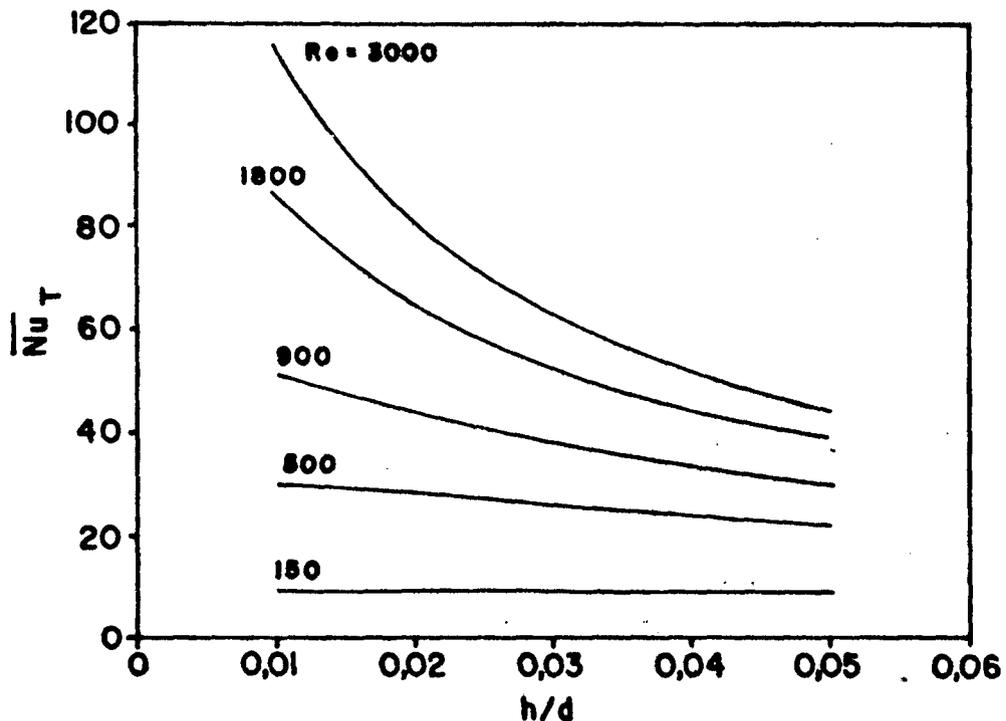


Figura 31 - Influência do afastamento sobre o número de Nusselt médio total.

Observa-se ainda que apenas na saída do orifício o afastamento passa a ter importância sobre a temperatura de mistura, sendo que a mesma aumenta com a diminuição do afastamento, devido aos maiores gradientes de velocidade existentes na saída do orifício de passagem.

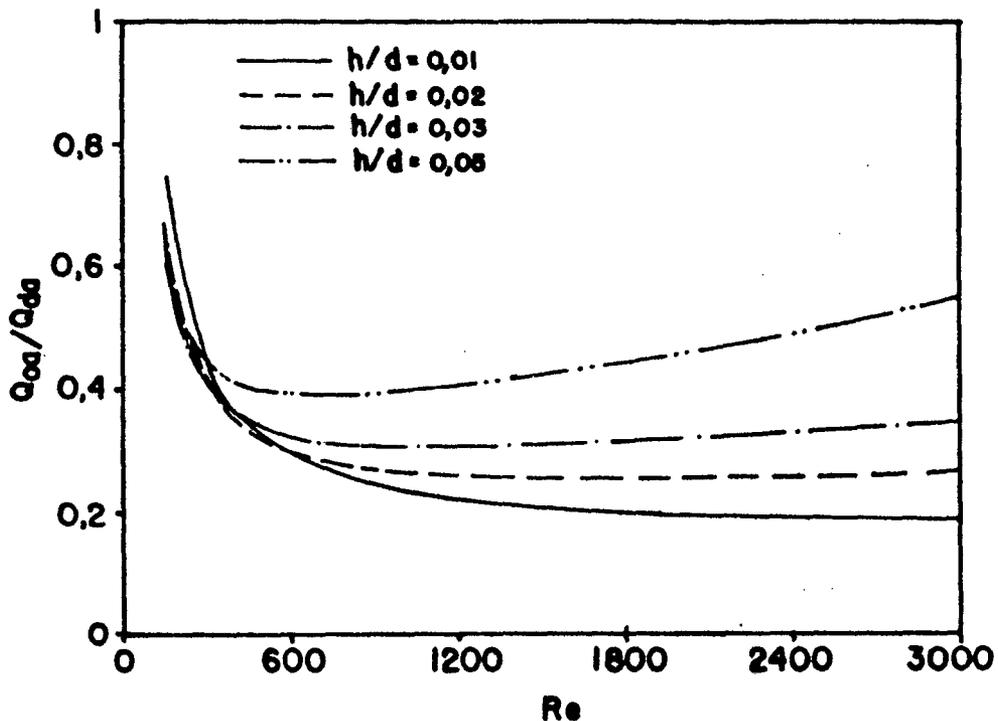


Figura 32 - Influência do número de Reynolds sobre a relação entre o calor trocado no orifício e no difusor

O aumento da temperatura de mistura com a diminuição do número de Reynolds ocorre porque o efeito de condução no fluido e o

maior tempo que o mesmo fica dentro do orifício de passagem pre valecem em relação aos maiores gradientes de velocidade e temperatura encontrados com números de Reynolds mais altos (maiores valores do coeficiente de transferência de calor).

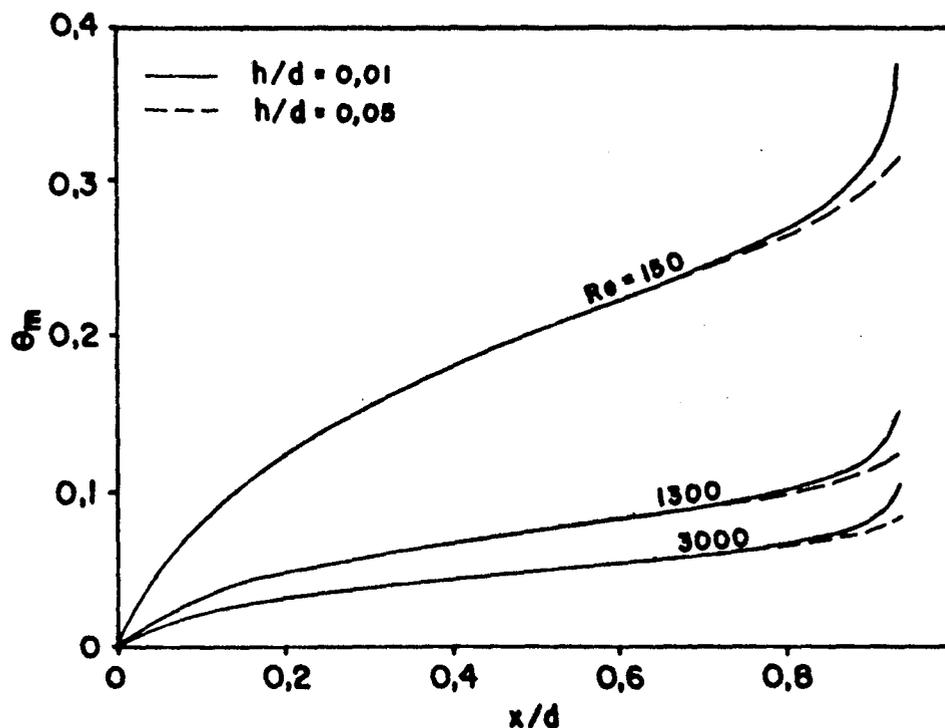


Figura 33 - Variação da temperatura de mistura ao longo do orifício de passagem para  $h/d=0,01$  e  $0,05$

A figura 34 mostra a variação da temperatura de mistura ao longo do difusor (equação 2.28) para números de Reynolds de 150, 1300 e 3000 e afastamentos adimensionais de 0,01 e 0,05. Para o afastamento adimensional de 0,01 e número de Reynolds de 150, a temperatura de mistura é bastante próxima da temperatura da parede já na metade do difusor ( $r/d=1$ ). Para números de Reynolds maiores, a temperatura de mistura aumenta ao longo de todo o difusor. As temperaturas de mistura para Reynolds maiores são sempre menores do que aquelas para Reynolds menores. Observa-se também uma diminuição da temperatura de mistura para afastamentos maiores quando o número de Reynolds é mantido

constante, devido às menores velocidades no difusor.

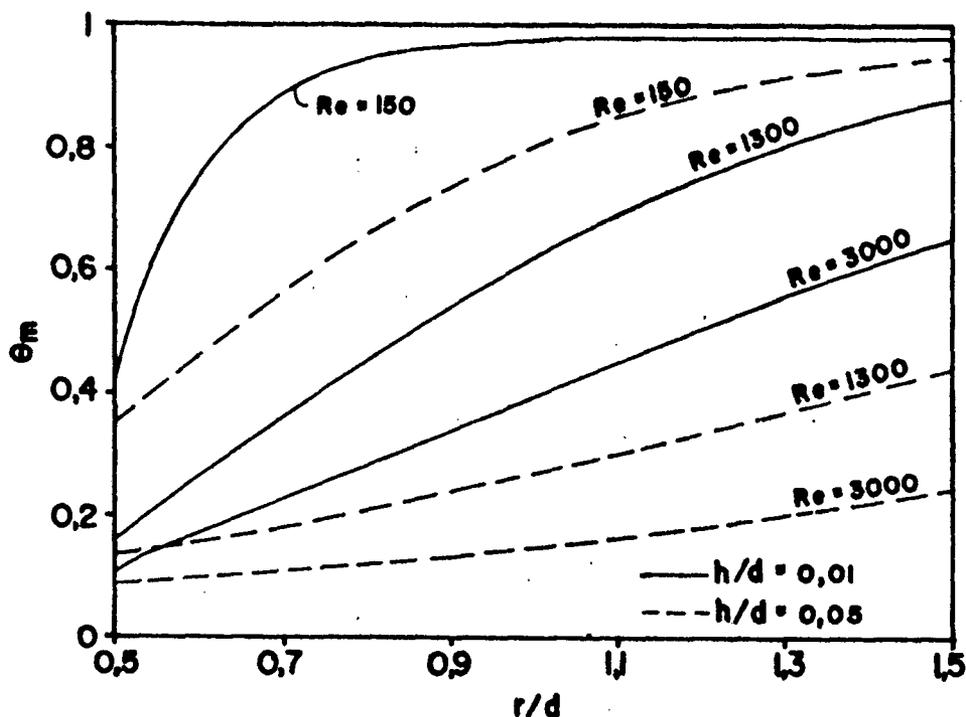


Figura 34 - Variação da temperatura de mistura ao longo do difusor para  $h/d=0,01$  e  $0,05$

A figura 35 mostra a influência do número de Reynolds sobre a temperatura de mistura na saída do orifício de passagem (equação 2.26), para afastamentos adimensionais de 0,01, 0,03 e 0,05. A temperatura de mistura na saída do orifício de passagem diminui com o aumento do número de Reynolds, devido ao menor tempo que o fluido permanece no orifício e ao menor efeito da condução no fluido, apesar dos gradientes de velocidade e, conseqüentemente de temperatura serem maiores (maiores valores do coeficiente de transferência de calor) para maiores valores de  $Re$ . Observa-se ainda, que para afastamentos maiores a temperatura de mistura na saída do orifício diminui. Isto se explica pelo fato de que afastamentos maiores originam menores gradientes de velocidade e temperatura na saída do orifício.

Do ponto de vista de projeto, para uma dada condição

de entrada no orifício e uma dada temperatura de parede, dese-  
 ia-se conhecer a temperatura do fluido na saída do difusor. Es-  
 ta temperatura é caracterizada pela temperatura de mistura nes-  
 ta posição. Tais resultados serão apresentados a seguir.

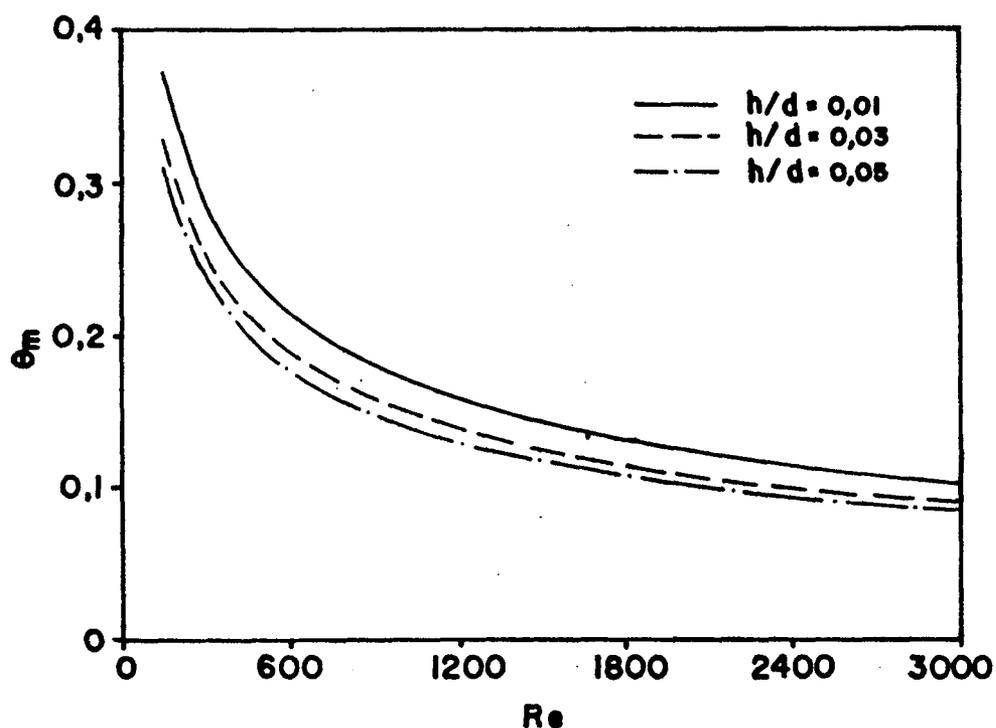


Figura 35 - Influência do número de Reynolds sobre a temperatura de mistura na saída do orifício de passagem

A figura 36 mostra a influência do número de Reynolds sobre a temperatura de mistura na saída do difusor, para afastamentos adimensionais de 0,01, 0,02, 0,03 e 0,05.

Para números de Reynolds baixos, a temperatura de mistura na saída do difusor é quase igual à temperatura da parede para todos os afastamentos analisados. Com o aumento do número de Reynolds há uma diminuição da temperatura de mistura na saída do difusor. O aumento do afastamento também causa uma diminuição da temperatura de mistura na saída do difusor.

As tabelas 3 e 4 mostram os valores da temperatura de mistura na saída do orifício e do difusor, com e sem os termos

de condução no fluido. Foram analisados dois afastamentos adimensionais,  $h/d=0,01$  e  $0,05$ , enquanto que o número de Reynolds variou de 150 a 3000. Para  $h/d=0,01$  e  $Re=150$ , a temperatura de mistura com condução no fluido é aproximadamente 8% menor na saída do orifício e aproximadamente 2,3% menor da saída do difusor. Para  $h/d=0,05$  e  $Re=150$ , a temperatura de mistura com condução no fluido é aproximadamente 10% menor na saída do orifício e aproximadamente 2,4% menor na saída do difusor. Para os dois afastamentos esta diferença diminui com o aumento do número de Reynolds, sendo que para  $Re=3000$  as temperaturas de mistura são praticamente iguais tanto na saída do orifício como na saída do difusor.

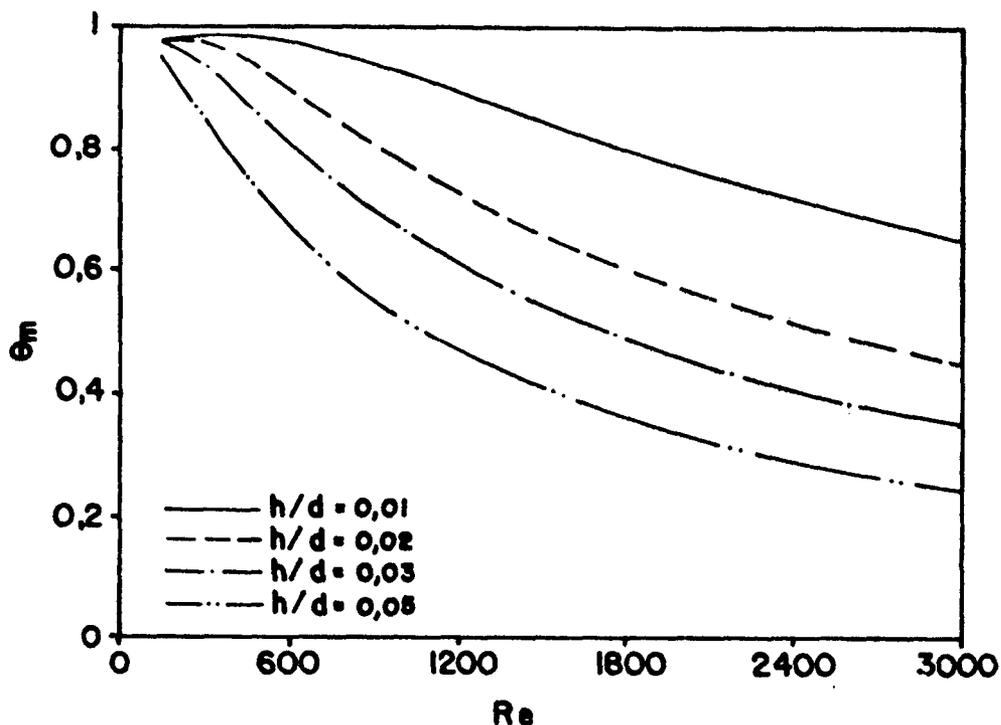


Figura 36 - Influência do número de Reynolds sobre a temperatura de mistura na saída do difusor

**TABELA 3** - Temperatura de mistura com e sem condução no fluido, para  $h/d=0,01$

Re	Saída do Orifício		Saída do Difusor	
	1	2	1	2
150	0,402	0,372	1,000	0,977
300	0,299	0,284	0,999	0,990
500	0,240	0,230	0,991	0,987
900	0,184	0,178	0,946	0,944
1800	0,132	0,130	0,802	0,801
3000	0,103	0,102	0,649	0,648

1 - Temperatura de mistura sem condução no fluido

2 - Temperatura de mistura com condução no fluido

**TABELA 4** - Temperatura de mistura com e sem condução no fluido, para  $h/d=0,05$

Re	Saída do Orifício		Saída do Difusor	
	1	2	1	2
150	0,340	0,310	0,972	0,949
300	0,253	0,237	0,865	0,856
500	0,202	0,191	0,726	0,722
900	0,154	0,147	0,546	0,544
1800	0,110	0,107	0,357	0,357
3000	0,085	0,084	0,241	0,241

1 - Temperatura de mistura sem condução no fluido

2 - Temperatura de mistura com condução no fluido

As tabelas 5 e 6 mostram a influência do perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem sobre o número de Nusselt médio do orifício de passagem, no difusor e total. Foram testados três perfis de velocidade na entrada do orifício de passagem: um perfil de velocidade uniforme, um perfil de velocidade parabólico e um perfil de velocidade que inclui no domínio de solução a canalização anterior ao orifício. No orifício de passagem o número de Nusselt médio é maior para um perfil de velocidade uniforme na entrada, devido às maiores velocidades próximas da parede. O número de Nusselt obtido com o perfil de velocidade que tem a canalização à montante do orifício incluída no domínio do problema é maior que o obtido com o perfil de entrada parabólico, porém é menor que o número de Nusselt obtido com o perfil de entrada uniforme. Isto ocorre porque o perfil de velocidade na entrada do orifício já se encontra deformado em função da presença da palheta, assim a velocidade próximo à parede é maior que a do perfil parabólico e menor que a do perfil uniforme.

No difusor, o número de Nusselt médio para um perfil de velocidade parabólico na entrada é maior do que o Nusselt correspondente ao perfil que inclui a canalização a montante do orifício. O Nusselt associado ao perfil uniforme é o menor dos três. Como o número de Nusselt médio no orifício é maior para o perfil uniforme, a temperatura média do fluido que sai do orifício e entra no difusor é mais elevada (resultado a ser mostrado em parágrafos subsequentes), fazendo com que o fluido troque menos calor no difusor, resultando em valores menores de Nusselt.

O número de Nusselt total é praticamente igual para números de Reynolds baixos, tornando-se maior para o perfil de entrada uniforme em Reynolds altos.

**TABELA 5** - Influência do perfil de velocidade na entrada do orifício sobre o número de Nusselt médio, para  $h/d=0,03$

Re	$\bar{Nu}_o$			$\bar{Nu}_d$			$\bar{Nu}_T$		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
150	10,840	10,206	9,484	8,002	8,322	8,794	8,904	8,921	9,013
500	20,313	18,687	16,147	28,067	28,718	29,838	25,560	25,526	25,481
900	27,517	24,996	21,157	41,765	42,619	44,000	37,232	37,012	36,734
1300	33,240	29,868	25,076	50,411	51,435	52,951	44,948	44,573	44,082
1800	39,265	34,884	29,156	57,791	59,001	60,615	51,896	51,328	50,605
2400	45,470	39,930	33,310	63,880	65,293	66,972	58,023	57,223	56,271
3000	50,940	44,351	36,937	68,041	69,612	71,339	62,600	61,574	60,393

- 1 - perfil de entrada uniforme
- 2 - perfil de entrada que inclui a canalização anterior ao orifício
- 3 - perfil de entrada parabólico

**TABELA 6** - Influência do perfil de velocidade na entrada do orifício sobre o número de Nusselt médio, para  $h/d=0,05$

Re	$\bar{Nu}_o$			$\bar{Nu}_d$			$\bar{Nu}_T$		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
150	10,311	9,640	8,864	7,955	8,280	8,760	8,704	8,713	8,793
500	19,264	17,568	14,864	22,772	23,357	24,342	21,650	21,509	21,326
900	26,037	23,382	19,314	30,804	31,554	32,748	29,287	28,954	28,474
1300	31,411	27,841	22,789	35,456	36,363	37,669	34,169	33,651	32,934
1800	37,068	32,426	26,396	38,969	40,047	41,448	38,364	37,622	36,659
2400	42,897	37,052	30,061	40,932	42,187	43,686	41,557	40,553	39,351
3000	48,034	41,039	33,254	40,813	42,239	43,848	43,110	41,857	40,478

- 1 - perfil de entrada uniforme
- 2 - perfil de entrada que inclui a canalização anterior ao orifício
- 3 - perfil de entrada parabólico

As tabelas 7 e 8 mostram a influência do perfil de velocidade na entrada do orifício sobre a temperatura de mistura. Os perfis analisados são os mesmos citados na análise das tabelas 5 e 6.

A temperatura de mistura na saída do orifício de passagem é maior para o perfil de entrada uniforme, sendo que para o perfil de velocidade que inclui a canalização a montante do orifício ela é intermediária.

A temperatura do fluido na saída do difusor depende tanto da temperatura do fluido na entrada do difusor como do calor total trocado no difusor. Para o perfil parabólico, a temperatura na entrada do difusor é sempre menor do que aquela correspondente ao perfil uniforme. Por outro lado, o calor trocado no difusor para o perfil parabólico é sempre maior do que aquele correspondente ao perfil uniforme. Quando estes dois efeitos são considerados conjuntamente, pode-se ter para o perfil parabólico temperaturas na saída do difusor maiores ou menores do que aquelas associadas ao perfil uniforme. Uma análise das tabelas 7 e 8 mostra que, exceto para  $Re=150$ , a temperatura na saída do difusor associada ao perfil parabólico é menor do que aquela associada ao perfil uniforme. Tal fato indica que o efeito de uma maior troca de calor no orifício, o que conduz a temperaturas mais elevadas na entrada do difusor (perfil uniforme), sobrepujou a maior troca de calor no difusor associada ao perfil parabólico.

**TABELA 7** - Influência do perfil de velocidade na entrada do orifício, sobre a temperatura de mistura, para  $h/d=0,03$

Re	$\theta_{mo}$			$\theta_{md}$		
	1	2	3	1	2	3
150	0,328	0,305	0,278	0,972	0,973	0,982
500	0,202	0,186	0,157	0,854	0,851	0,849
900	0,156	0,141	0,118	0,692	0,687	0,682
1300	0,132	0,118	0,098	0,579	0,574	0,567
1800	0,113	0,100	0,084	0,483	0,477	0,470
2400	0,099	0,087	0,071	0,405	0,399	0,392
3000	0,083	0,074	0,064	0,349	0,344	0,337

- 1 - perfil de entrada uniforme  
 2 - perfil de entrada que inclui a canalização anterior ao orifício  
 3 - perfil de entrada parabólico

**TABELA 8** - Influência do perfil de velocidade na entrada do orifício sobre a temperatura de mistura, para  $h/d=0,05$

Re	$\theta_{mo}$			$\theta_{md}$		
	1	2	3	1	2	3
150	0,310	0,286	0,250	0,945	0,950	0,957
500	0,191	0,172	0,143	0,722	0,717	0,710
900	0,147	0,131	0,107	0,544	0,537	0,528
1300	0,124	0,110	0,086	0,440	0,433	0,423
1800	0,107	0,093	0,075	0,357	0,355	0,340
2400	0,093	0,080	0,065	0,290	0,283	0,274
3000	0,084	0,071	0,058	0,241	0,233	0,226

- 1 - perfil de entrada uniforme  
 2 - perfil de entrada que inclui a canalização anterior ao orifício  
 3 - perfil de entrada parabólico

## 6.2 - Validação do modelo numérico

A seguir serão apresentados os resultados numéricos e experimentais para afastamentos adimensionais de 0,03 a 0,07 e números de Reynolds de 500 a 3000. Para todos os casos, a relação entre o diâmetro da palheta e o diâmetro do assento é de 3,175. Os resultados numéricos foram obtidos para um número de Prandtl igual a 2,5, que corresponde ao número de Schmidt do naftaleno. Nas figuras mostradas a seguir, as linhas cheias representam os dados obtidos numericamente, enquanto que os símbolos correspondem aos resultados experimentais obtidos através de ensaios de transferência de massa.

A figura 37 mostra a variação do número de Nusselt com o número de Reynolds para  $h/d=0,03$ . Observa-se uma boa concordância entre a curva numérica e os pontos experimentais ao longo de toda a faixa de Reynolds medida. Os desvios máximos são da ordem de 8% e ocorrem para os valores de Reynolds mais baixos.

A figura 38 mostra a variação do número de Nusselt com o número de Reynolds para  $h/d=0,04$ . Para Reynolds de 500 a 2300 a concordância entre os valores experimentais e numéricos é boa, com desvios máximos da ordem de 7%. Para números de Reynolds maiores que 2500 os valores experimentais são consideravelmente maiores que os numéricos. Posteriormente esta discrepância entre os resultados numéricos e experimentais para valores elevados de Reynolds será discutida.

A figura 39 mostra a variação do número de Nusselt com o número de Reynolds, para  $h/d=0,05$ . Existe uma boa concordância entre os valores experimentais e numéricos para Reynolds até 2000, com desvios menores que 8%. A partir deste valor o

número de Nusselt experimental assume valores consideravelmente maiores que o correspondente numérico.

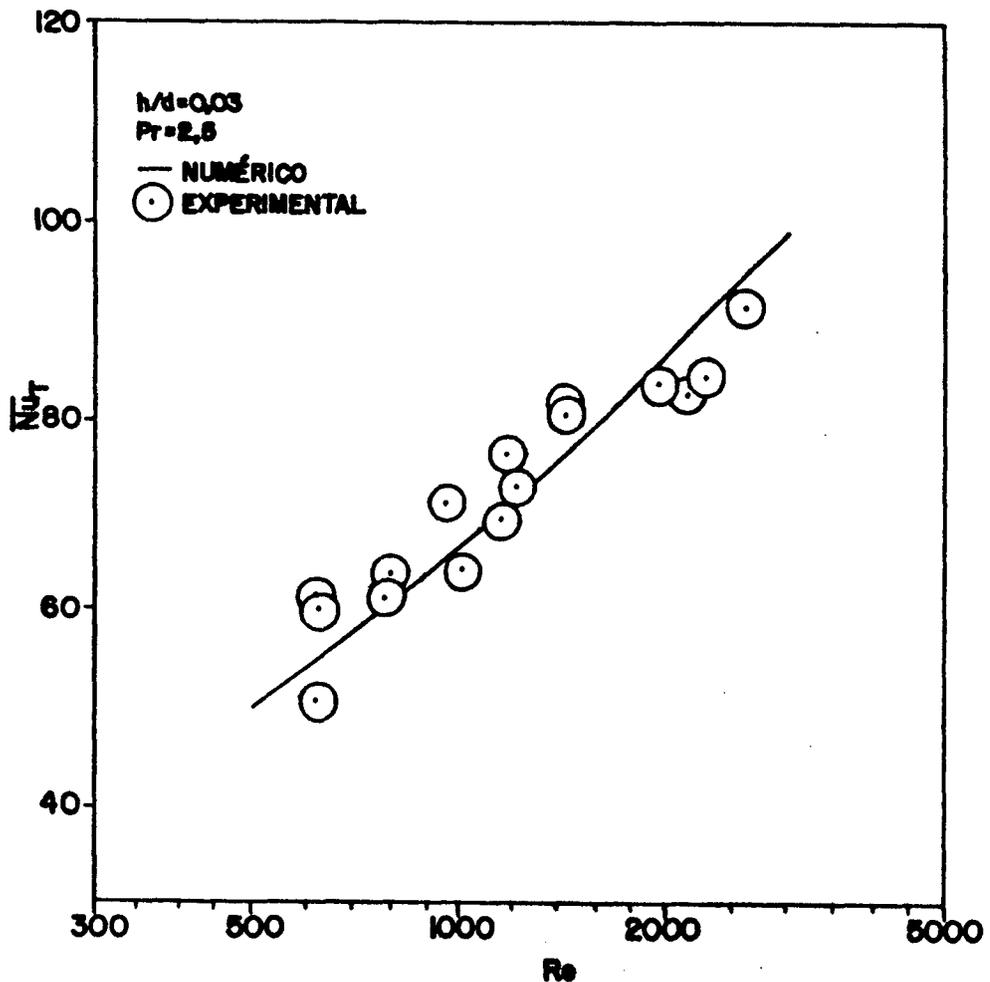


Figura 37 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para Re variando de 500 a 3000 e  $h/d=0,03$

A figura 40 mostra a variação do número de Nusselt com o número de Reynolds, para  $h/d=0,06$ . Para Reynolds de 500 a 1800 a concordância entre os pontos experimentais e numéricos é boa, com desvios menores que 9%. A partir de Reynolds igual a 1800 o número de Nusselt experimental é consideravelmente maior que o valor obtido numericamente.

A figura 41 mostra a variação do número de Nusselt com o número de Reynolds, para  $h/d=0,07$ . Os desvios entre os resultados numéricos e experimentais são menores que 9% para Reynolds

de 500 a 1700. A partir deste valor o desvio no número de Nusselt entre os resultados numérico e experimental aumenta consideravelmente.

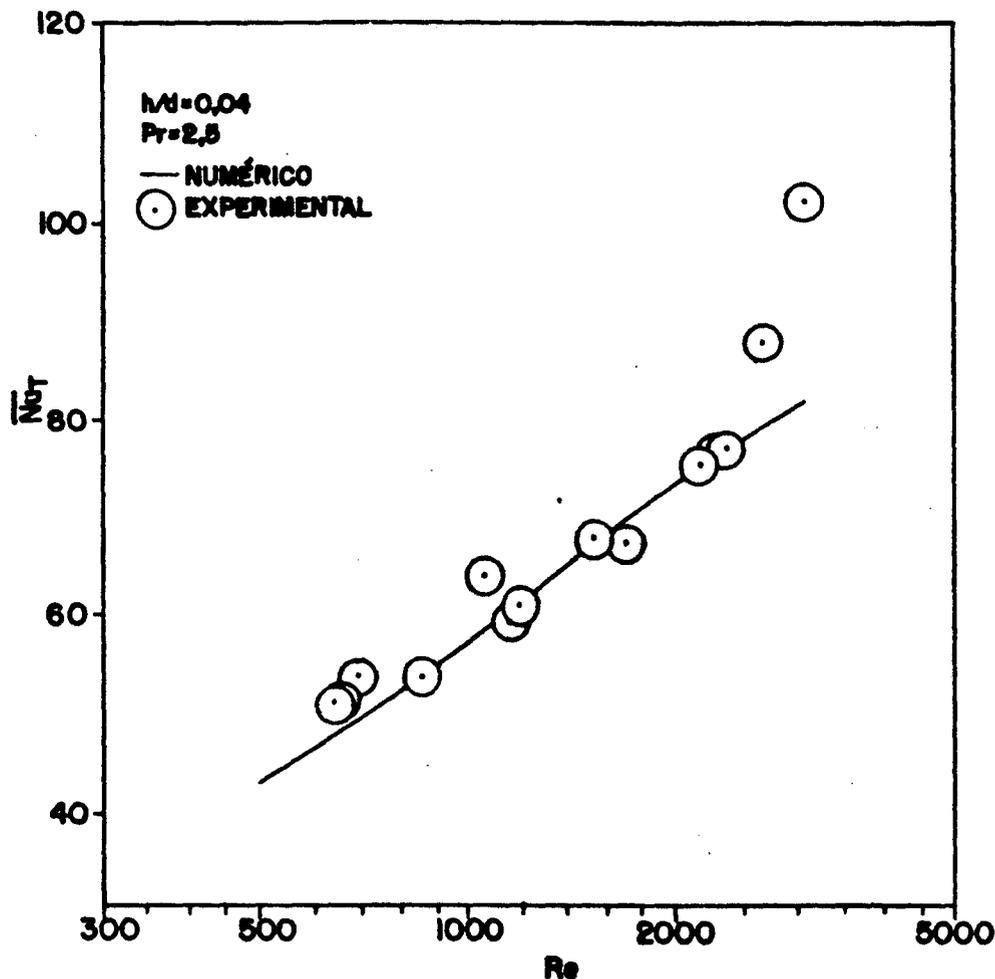


Figura 38 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para Re variando de 500 a 3000 e  $h/d=0,04$ .

A fim de explorar os desvios existentes entre os valores experimentais e numéricos do número de Nusselt para Reynolds altos, são apresentadas a seguir medições da profundidade de naftaleno removida da superfície do assento durante a corrida experimental.

A profundidade de naftaleno removida é proporcional ao coeficiente local de transferência de calor [27]. Maiores profundidades indicam uma maior retirada de naftaleno, devido a um

maior coeficiente de transferência de massa (calor).

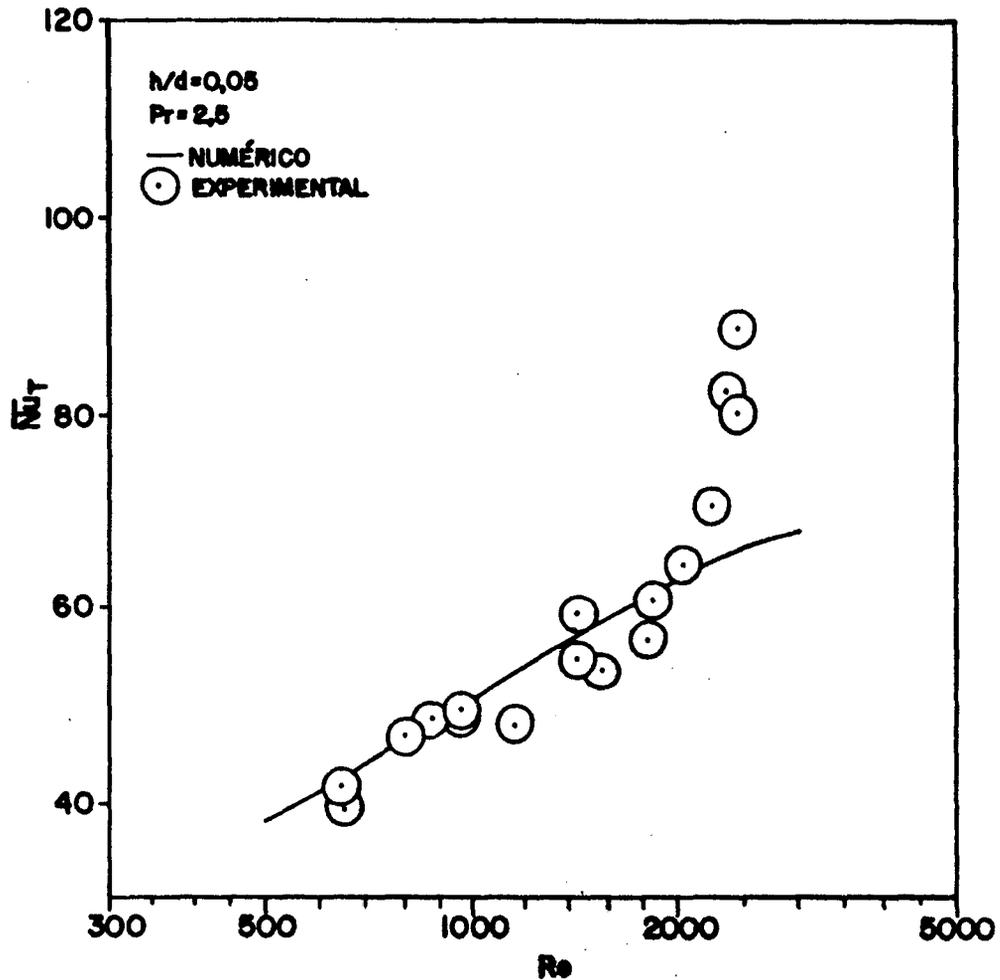


Figura 39 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para  $Re$  variando de 500 a 3000 e  $h/d=0,05$

A figura 42 mostra a variação da profundidade em função da posição radial, para  $h/d$  igual a 0,07 e  $Re$  variando de 590 a 3300. Para  $Re=590$  e  $Re=1000$ , a profundidade é praticamente igual ao longo de todo o difusor. Para  $Re=2250$  e  $Re=3300$  a profundidade aumenta a partir do orifício até atingir um máximo ( $r/d=1,19$  para  $Re=2250$  e  $r/d=0,98$  para  $Re=3300$ ), diminuindo então até a saída do difusor. Observa-se ainda da figura 42 que o ponto de máximo coeficiente de transferência de calor se move em direção ao centro do difusor à medida que aumenta o número de Reynolds.

Presume-se que o desvio entre os resultados numéricos e experimentais observado para valores elevados de Reynolds esteja associado à mudança de comportamento da curva do coeficiente de transferência de calor ao longo da posição radial, uma vez que os máximos detectados no experimento não são observados na solução numérica. A presença deste máximo pode estar associada a efeitos de instabilidade hidrodinâmica, de possível ocorrência em difusores radiais ([30],[31]). Tais instabilidades tornariam o regime transiente e justificariam os grandes desvios associados à solução numérica, construída a partir de um modelo em regime permanente. Neste estágio, tais afirmações tem caráter especulativo e merecem investigações futuras.

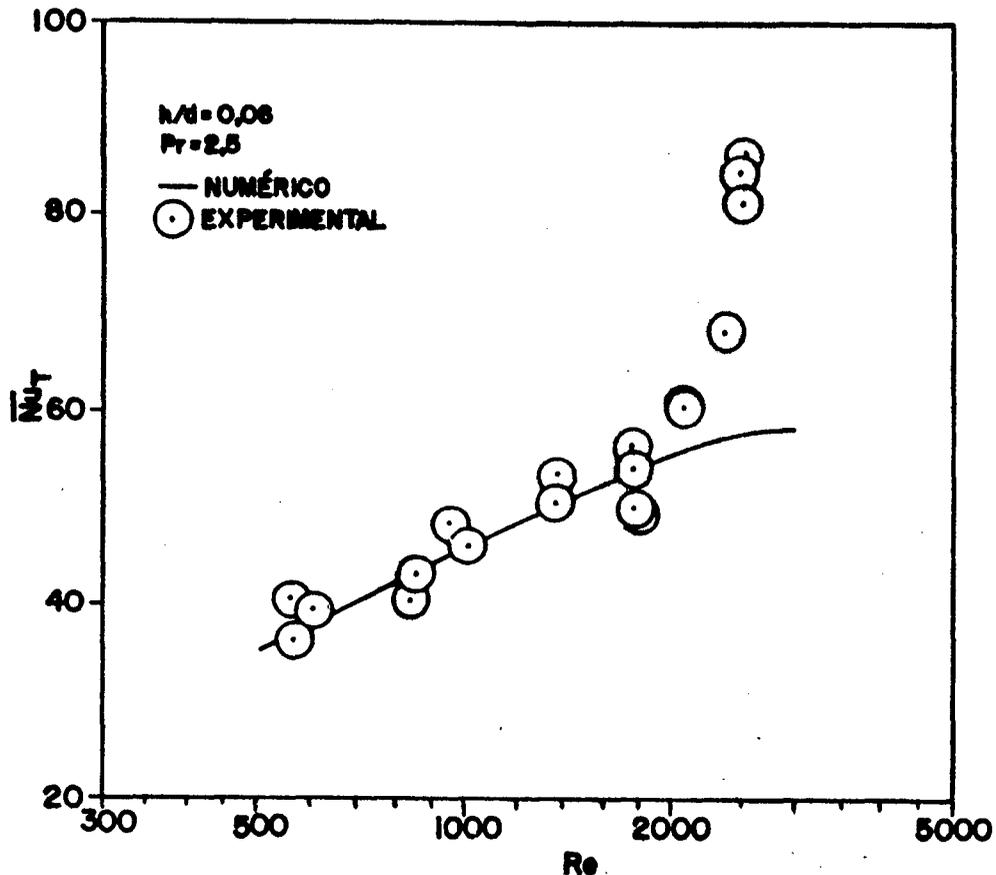


Figura 40 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para  $Re$  variando de 500 a 3000 e  $h/d = 0,06$

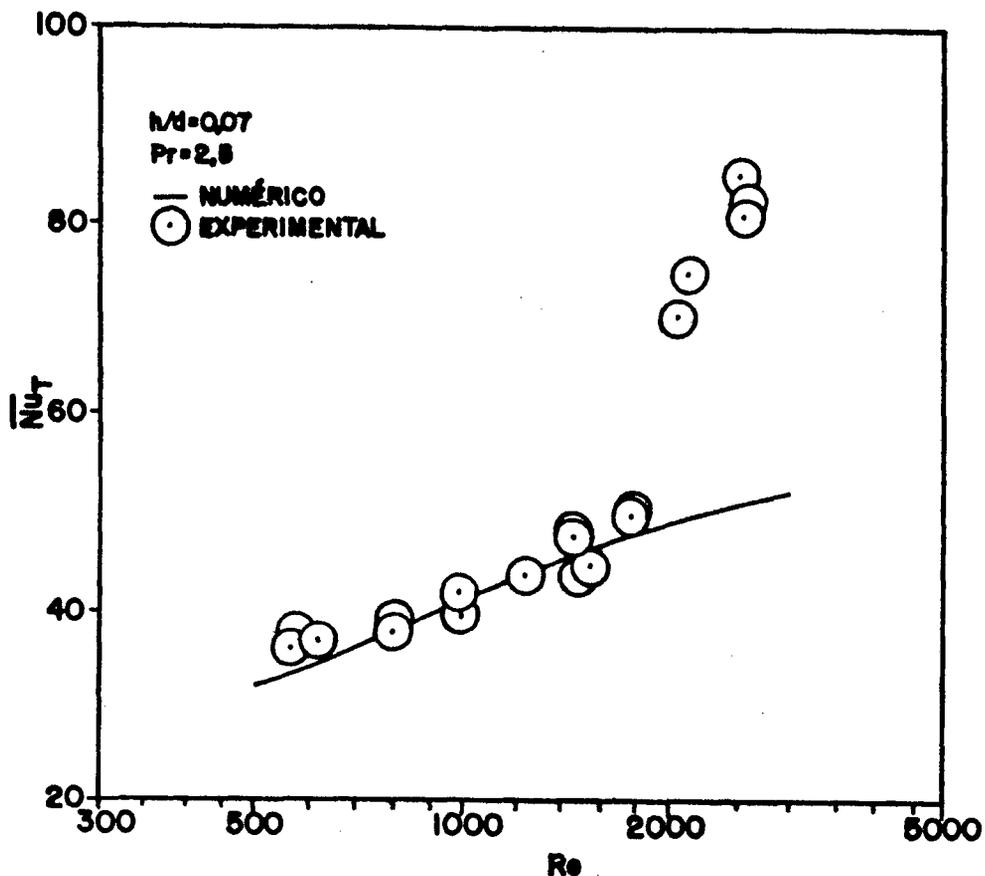


Figura 41 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para  $Re$  variando de 500 a 3000 e  $h/d = 0,07$

Um fato curioso obtido dos dados experimentais é que a partir do número de Reynolds em que os resultados experimentais se desviam da solução numérica, o número de Nusselt passa a não mais depender do afastamento. A figura 43 mostra as curvas do número de Nusselt em função do número de Reynolds para todos os afastamentos analisados. As curvas são interrompidas para os valores de Reynolds em que começa a surgir a discrepância entre os resultados numéricos e experimentais. A partir destes valores de Reynolds são plotados os pontos experimentais para todos os afastamentos analisados. Observa-se que estes pontos estão distribuídos ao longo de uma reta que foi ajustada pelo método dos

mínimos quadrados e é representada na figura por uma linha cheia. A equação obtida pelo método dos mínimos quadrados é dada por:

$$\overline{Nu}_T = 84,36 \ln Re - 577,25 \quad (6.1)$$

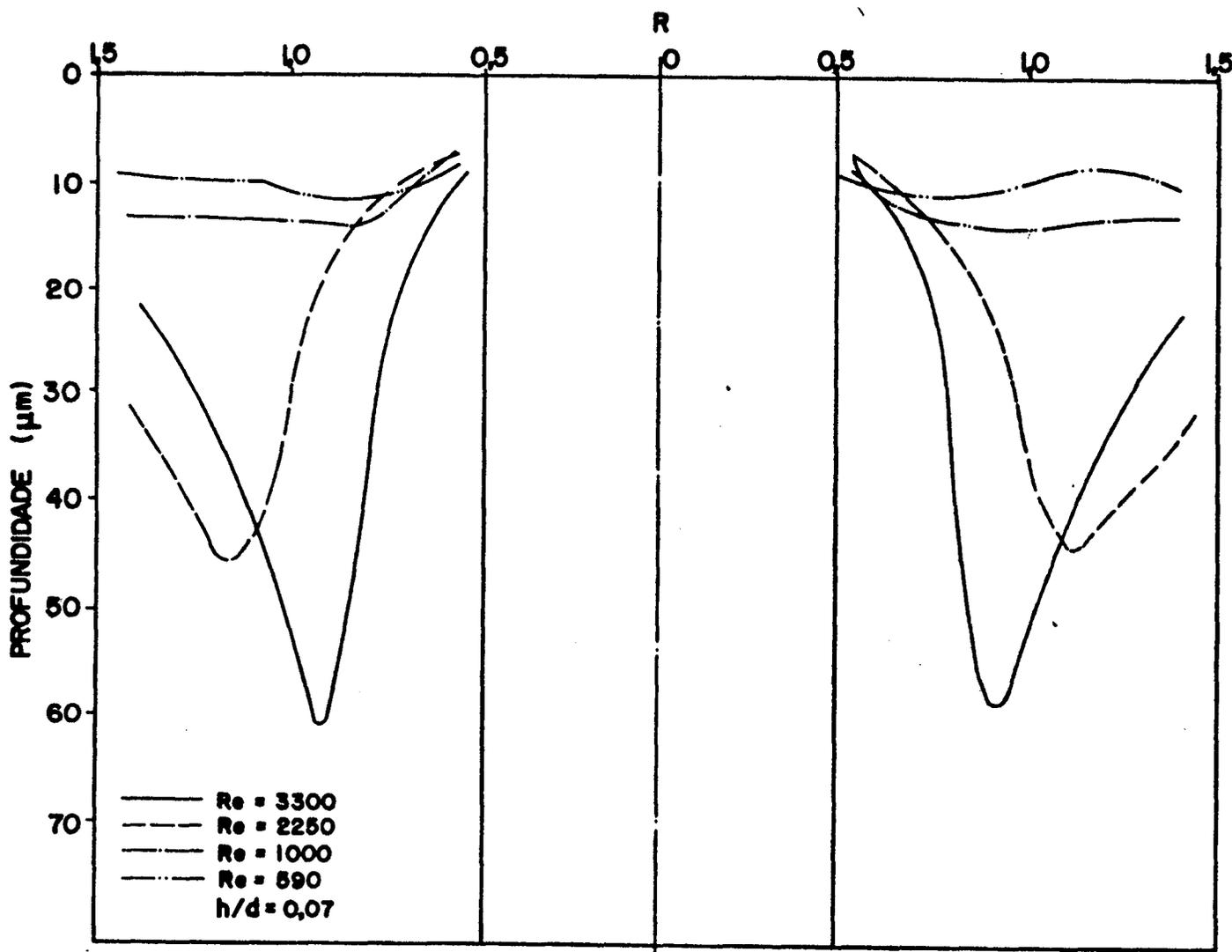


Figura 42 - Variação da profundidade da superfície de naftaleno para  $h/d=0,07$  e Reynolds variando de 590 a 3300

É importante observar que à medida que o afastamento aumenta, a independência do número de Nusselt em relação ao afastamento se dá para números de Reynolds cada vez menores. Presentemente não se tem uma justificativa para a independência do número de Nusselt em relação a  $h/d$  mostrada na figura 43.

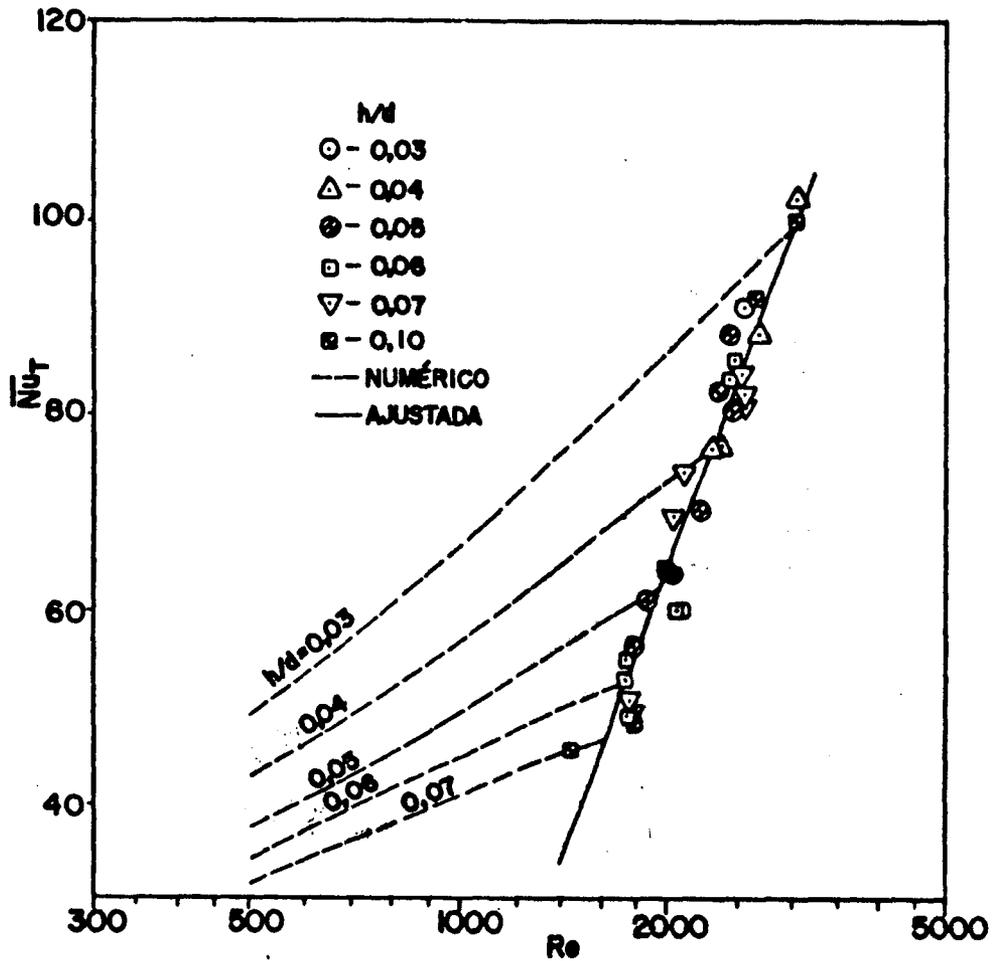


Figura 43 - Variação do número de Nusselt com o aumento do número de Reynolds, para todos os afastamentos analisados

## 7 - COMENTÁRIOS FINAIS

O presente trabalho apresentou uma investigação numérica, com validação experimental, dos principais aspectos da transferência de calor laminar em válvulas de compressores.

Resultados associados a transferência de calor nas válvulas foram apresentados para diferentes vazões e afastamentos entre o assento e a palheta. O fluido de trabalho foi o ar, com  $Pr=0,7$ . Para a comparação dos resultados numéricos com os experimentais utilizou-se a técnica de sublimação do naftaleno, sendo que para esta comparação a solução numérica foi obtida para  $Pr=2,5$ .

Resultados dos perfis de velocidade e temperatura mostraram que existem grandes gradientes de velocidade e temperatura na saída do orifício de passagem. Isto ocorre porque a área na entrada do difusor é bem menor que a área da secção transversal do orifício, havendo então uma aceleração do fluido para entrar no difusor. Observa-se também que com o aumento do número de Reynolds surge uma região de recirculação logo após a entrada do difusor.

O número de Nusselt médio no orifício aumenta com a diminuição do afastamento, principalmente para números de Reynolds maiores. Isto ocorre devido aos grandes gradientes de velocidade e temperatura na saída do orifício. Para números de Reynolds baixos este aumento é muito pequeno.

No difusor o aumento do número de Nusselt médio é bastante acentuado para afastamentos pequenos e números de Reynolds altos. Este aumento é originado pelos grandes coeficientes locais de transferência de calor existentes na entrada do difusor.

O número de Nusselt total aumenta bastante com o aumento do número de Reynolds e com a diminuição do afastamento.

Para números de Reynolds baixos o afastamento tem pequena influência sobre o número de Nusselt total. O valor do número de Nusselt total está mais próximo do número de Nusselt no difusor, devido ao fato de que é no difusor que ocorrem as maiores trocas de calor.

Conforme discutido no capítulo de formulação, no presente trabalho incluem-se os efeitos de condução do fluido na direção do escoamento no cálculo da temperatura de mistura. Na saída do orifício de passagem e do difusor a temperatura de mistura diminui com o aumento do afastamento e do número de Reynolds. Os valores de temperatura de mistura no orifício que consideram os efeitos de condução no fluido são 8% maiores que os valores de temperatura de mistura no orifício sem condução no fluido, para Reynolds igual a 150. Na saída do difusor, esta diferença é de 2,5%. Com o aumento do número de Reynolds estas diferenças diminuem até que, para números de Reynolds de 3000, os valores das duas temperaturas são virtualmente iguais.

A fim de investigar a influência do perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem sobre os resultados numéricos foram considerados três perfis: um perfil uniforme, um perfil parabólico e um perfil obtido quando se inclui no domínio de solução do problema a canalização à montante do orifício de passagem.

Com o perfil de velocidade uniforme na entrada, tem-se os maiores valores do número de Nusselt no orifício. No difusor, os maiores valores de Nusselt são encontrados para o perfil de velocidade parabólico na entrada. O perfil de entrada obtido quando se inclui a canalização à montante do orifício apresenta valores intermediários entre o uniforme e o parabólico. O nú

mero de Nusselt total obtido com o perfil de entrada uniforme é virtualmente igual ao obtido com o perfil parabólico, para Reynolds igual a 150. Para Reynolds igual a 3000 o número de Nusselt total obtido com o perfil uniforme é 6% maior que o obtido com o perfil parabólico e 3% maior que o obtido com o perfil obtido quando se inclui a canalização à montante do orifício no domínio de cálculo.

A investigação experimental teve como objetivo validar o modelo numérico e foi realizada utilizando-se a técnica de sublimação do naftaleno.

Os modelos numérico e experimental apresentam em geral boa concordância. Para cada afastamento investigado existe um número de Reynolds a partir do qual os resultados experimentais desviam dos resultados numéricos.

Para números de Reynolds até 2200 ( $h/d=0,03$ ) ou 1500 ( $h/d=0,07$ ) os modelos numérico e experimental apresentam boa concordância. A partir destes valores o número de Nusselt obtido experimentalmente começa a aumentar em relação ao obtido numericamente. Tais desvios podem ser justificados pelo possível surgimento de instabilidade hidrodinâmica que não está prevista no modelo numérico, pois o mesmo considera regime permanente.

A partir do número de Reynolds em que os resultados experimentais se desviam da solução numérica, o número de Nusselt passa a independer do afastamento. Esta independência do número de Nusselt em relação ao afastamento se dá para números de Reynolds cada vez menores à medida que o afastamento aumenta.

Em geral, tanto a metodologia numérica como a experimental apresentadas neste trabalho mostraram ser adequadas para a análise da transferência de calor em válvulas de compressores.

Embora na presente investigação considerou-se a palheta adiabática, a análise de outras condições de contorno na palheta pode ser facilmente implementada. Tal afirmação é igualmente válida para um estudo da influência dos parâmetros geométricos da válvula.

A inclusão na presente formulação numérica de modelos turbulentos, efeitos tridimensionais, bem como escoamentos transientes, permitirá aproximar mais o modelo das condições reais e pode ser realizada como uma extensão do presente trabalho.

## 8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] CENTRO DE PESQUISAS DE ENERGIA ELÉTRICA. Conservação de Energia em Eletrodomésticos. Rio de Janeiro, CEPEL, 20, abril/junho, 1985.
- [02] DRIESSEN, J.L., "Influência dos Parâmetros Geométricos de Sistemas de Válvulas no Funcionamento de Válvulas Automáticas de Compressores Herméticos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 1986.
- [03] BOSWIRTH, L., "Theoretical and Experimental Study on Flow in Valve Channels", Part I and II, Purdue Compressors Technology Conference, pp.38-53, 1982.
- [04] HAYASHI, S., MATSUI, T., ITO, T., "Study of Flow and Thrust in Nozzle-Flapper Valves", J. Fluids Eng., Vol.97, pp.39-50, 1975.
- [05] QVALE, E. B., SOEDEL, W., STEVENSON, M. J., ELSON, J. P., COATES, D. A., "Problem Area in Mathematical Modeling and Simulation of Refrigeration Compressors, ASHRAE Transactions, Paper 2215, pp.75-84, 1972.
- [06] HUGHES, J. M., "A Study of Heat Transfer and Valve Phenomena in a Reciprocating Compressor", MS Thesis, University of Purdue, 1972.
- [07] PRAKASH, R., SINGH, R., "Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressors", Purdue Compressor Technology Conference, pp.274-285, 1974.

- [08] BROK, S. M., TOUBER, S., VAN DER MEER, J. S., "Modeling" of Cylinder Heat Transfer - Large Effort, Little Effect" Purdue Compressor Technology Conference, pp.40-50, 1980.
- [09] DESCHAMPS, C. J., "Escoamento Laminar através de Válvulas de Compressores", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 1987.
- [10] PRATA, A. T., FERREIRA, R. T. S., DESCHAMPS, C. J., "Escoamento Laminar em Difusores Radiais, Computação e Experimento", I Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Rio de Janeiro, pp.63-66, 1986.
- [11] FERREIRA, R. T. S., PRATA, A. T., DESCHAMPS, C. J., "Laminar Fluid Flow in Compressor Valves: Numerical and Experimental Results", The Winter Annual Meeting of the ASME, Massachusetts, pp.33-38, 1987.
- [12] PATANKAR, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, Washington, D.C., 1980.
- [13] MENDES, P. R. S., "The Naphthalene Sublimation Technique", invited lecture, First World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Yugoslávia, 1988.
- [14] ASHRAE HANDBOOK - Equipment Volume, Atlanta, GA, 1988.
- [15] DESCHAMPS, C. J., PRATA, A. T., FERREIRA, R. T. S., "Análise da Influência do Comprimento do Orifício de Passagem no Escoamento em Difusores Radiais", IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, SC, pp.335-338, 1987.

- [16] PATANKAR, S. V., "A Numerical Method for Conduction in Composite Materials, Flow in Irregular Geometries and Conjugate Heat Transfer", Proceedings of 6<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference, Toronto, Vol.3, pp.297-302, 1978.
- [17] PATANKAR, S. V., "A Calculation Procedure for Two-dimensional Elliptic Situations", Numerical Heat Transfer, Vol.4, pp.409-425, 1981.
- [18] SHERWOOD, T. K., PIGFORD, R. L. and WILKE, C. R., "Mass Transfer" McGraw-Hill Book Company, New York, 1975.
- [19] BIRD, R. B., STEWART, W. E. and LIGHTFOOT, E. N., "Transport Phenomena", Wiley, New York, 1960.
- [20] BURMEISTER, L. C., Convective Heat Transfer, Wiley, New York, 1983.
- [21] SOGIN, H. H., "Sublimation from Disks to Air Streams Flowing Normal to their Surfaces", Transactions of the ASME, Vol.80, pp.61-71, 1958.
- [22] MENDES, P. R. S., "Effect of Periodic, Tapered Enlargements and Contractions on Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in a Circular Duct", PhD Thesis, University of Minnesota, 1982.
- [23] TOULOUKIAN, Y. S., MAKITA, T., "Thermophysical Properties of Matter, Viscosity", Vol.11, IFI/Plenum, New York, 1970.
- [24] BEAN, H. S., "Fluid Meters - Their Theory and Application", 6<sup>th</sup> Ed., The American Society of Mechanical Engineers, 1971.

- [25] MOFFAT, R. J., "Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis", Journal of Fluids Engineering - Trans. of the ASME, Vol.104, pp.250-260, 1982.
- [26] FERREIRA, R. T. S., PRATA, A. T., TODESCAT, M. L., Relatório de Pesquisa II/87, Convênio EMBRACO/UFSC/FEESC, 1987.
- [27] GOLDSTEIN, R. J., CHYU, M. K., HAIN, R. C., "Measurement of Local Mass Transfer on a Surface in the Region of the Base of a Protruding Cylinder with a Computer-Controlled Data Acquisition System", International Journal Heat Mass Transfer, Vol.28, nº 5, pp.977-985, 1985.
- [28] TIEN, K. K., SPARROW, E. M., "Local Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics for Air Flow Oblique or Normal To a Square Plate", International Journal Heat Mass Transfer, Vol.22, pp.349-360, 1979.
- [29] SPARROW, E. M., GEIGER, G. T., "Local and Average Heat Transfer Characteristics for a Disk Situated Perpendicular to a Uniform Flow", Journal of Heat Transfer, Vol.107, pp.321-326, 1985.
- [30] MOCHIZUKI S. and WEN-JEI Y., "Self-sustained Radial Oscillating Flows Between Parallel Disks", Journal of Fluid Mechanics, Vol.154, pp.377-397, 1985.
- [31] MOCHIZUKI S. and YAO M., "Flow Separation and Heat Transfer in Radial Flows Between Two Parallel Disks", Bulletin of JSME, Vol.49, pp.48-63, 1983.

- [32] FLESCH, C. A., "Apostila da Disciplina de Sistemas de Medição de Grandezas Mecânicas", UFSC, 1983.
- [33] SPARROW, E. M., KANG, S.S., CHUCK W., "Relation Between the Points of Flow Reattachment and Maximum Heat Transfer for Regions of Flow Separations", International Journal Heat Mass Transfer, Vol.30, pp.1237-1246, 1987.
- [34] KHODADADI, J. M., NGUYEN, T. M., VLACHOS, N. S., "Laminar Forced Convective Heat Transfer in a Two-Dimensional 90° Bifurcation", Numerical Heat Transfer, Vol.9, pp.677-695, 1986.

**A P Ê N D I C E S**

=====

**A - PROPRIEDADES DO NAFTALENO**

(Temperatura ambiente)

- Fórmula química	$C_{10}H_8$
- Peso molecular	128,17
- Ponto de fusão	353,45 K
- Ponto de ebulição	490,65 K
- Número de Schmidt	2,5
- Densidade do sólido	$1,146 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$
- Condutividade térmica do sólido	$1,1639 \times 10^5 \text{ W/mK}$
- Calor específico do sólido	$4,0696 \times 10^6 \text{ J/kgK}$
- Calor latente de fusão	$1,4980 \times 10^5 \text{ J/kg}$
- Calor latente de sublimação	$5,5726 \times 10^5 \text{ J/kg}$

## B - ANÁLISE DE INCERTEZA ASSOCIADA AOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A análise de incerteza de medição das principais variáveis do problema é apresentada neste apêndice. A metodologia aqui utilizada é aquela proposta por Moffat [25].

O número de Reynolds no orifício de passagem é dado pela seguinte equação:

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi \mu d} \quad (B.1)$$

Assim,

$$Re = Re(\dot{m}, \mu, d) \quad (B.2)$$

$$dRe = \left[ \left( \frac{\partial Re}{\partial \dot{m}} d\dot{m} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re}{\partial \mu} d\mu \right)^2 + \left( \frac{\partial Re}{\partial d} d(d) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B.3)$$

onde:  $d\dot{m}$  = incerteza associada ao valor do fluxo de massa de ar

$d\mu$  = incerteza associada ao valor da viscosidade absoluta do ar

$d(d)$  = incerteza associada ao valor do diâmetro do orifício de passagem

Para obter-se o valor de  $dRe$ , devem ser determinados os valores de  $d\dot{m}$ ,  $d\mu$  e  $d(d)$ .

### 1.1 - Determinação do $d\dot{m}$

Para determinar  $d\dot{m}$  é necessário utilizar a equação de fluxo de massa através do orifício medidor de vazão [23]. Assim,

$$\dot{m} = \dot{m}(T_{amb}, d_o, D_o, DP, P_{MO}) \quad (B.4)$$

$$d\dot{m} = \left[ \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial T_{amb}} dT_{amb} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial d_o} d(d_o) \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial D_o} dD_o \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial DP} dDP \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial P_{MO}} dP_{MO} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B.5)$$

onde:

$dT_{amb}$  = incerteza de medição associada ao valor da temperatura ambiente

$d_o$  = incerteza de medição associada ao valor do diâmetro do orifício medidor de vazão

$dD_o$  = incerteza de medição associada ao valor do diâmetro da canalização de PVC.

$dDP$  = incerteza de medição associada ao valor da diferença de pressão no orifício medidor de vazão.

$dP_{MO}$  = incerteza de medição associada ao valor da pressão a montante do orifício medidor de vazão.

A incerteza  $dT_{amb}$  foi obtida multiplicando-se um desvio padrão típico obtido durante os testes ( $S=0,5^\circ C$ ) pelo fator  $t$ , que é o fator de confiança de Student. Este fator é função da probabilidade de enquadramento desejada  $P$  (normalmente  $P=95\%$  para incerteza de medição [32]) e do número de medidas consideradas no cálculo do desvio padrão. Devido ao grande número de testes realizados (mais de 100), o fator  $t$  é igual a 2. Assim,  $dT_{amb}=1,0$  K.

A incerteza de medição do diâmetro do orifício medidor de vazão é igual à metade da menor divisão de escala utilizada para medi-lo. A incerteza de medição do diâmetro do tubo de PVC foi assumida ser igual a 0,5 mm, devido as imperfeições

no diâmetro interno.

A diferença de pressão no orifício medidor de vazão é obtida através de um micromanômetro inclinado. Logo,

$$DP = DP(\rho_m, H_m) \quad (\text{B.6})$$

onde:

$\rho_m$  = massa específica do líquido manométrico

$H_m$  = altura lida no micromanômetro

$$dPD = \left[ \left( \frac{\partial DP}{\partial \rho_m} d\rho_m \right)^2 + \left( \frac{\partial DP}{\partial H_m} dH_m \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.7})$$

Para a incerteza  $d\rho_m$  foi assumido o valor da variação da massa específica do fluido manométrico provocada por uma variação de 10 K na temperatura. Para  $dH_m$ , assumiu-se o valor da metade da menor divisão de escala utilizada para a leitura de  $H_m$ , que é  $5 \times 10^{-4}$  m.

A pressão a montante do orifício medidor de vazão foi medida com o mesmo instrumento citado acima, Logo,

$$P_{MO} = P_{MO}(\rho_m, H_m, P_{atm}) \quad (\text{B.8})$$

$$dP_{MO} = \left[ \left( \frac{\partial P_{MO}}{\partial \rho_m} d\rho_m \right)^2 + \left( \frac{\partial P_{MO}}{\partial H_m} dH_m \right)^2 + \left( \frac{\partial P_{MO}}{\partial P_{atm}} dP_{atm} \right)^2 \right] \quad (\text{B.9})$$

Os valores de  $d\rho_m$  e  $dH_m$  já foram determinados anteriormente. O valor de  $dP_{atm}$  foi assumido como sendo a metade da menor divisão de escala utilizada para a leitura de  $P_{atm}$ , ou seja, 0,5 mbar.

## 1.2 - Determinação de d(d)

A incerteza de medição de diâmetro do orifício de pas-

sagem foi obtida da incerteza de medição do diâmetro do eixo do molde que dá forma ao orifício. Além disso, mediu-se o diâmetro da peça com naftaleno a fim de constatar a igualdade das duas medidas. O valor de incerteza obtido para  $d(d)$  é igual a  $1,0 \times 10^{-4}$  m.

### 1.3 - Determinação de $d\mu$

A viscosidade absoluta  $\mu$  é dada pela equação (5.7), ou seja,

$$\mu = \mu(T_{amb}) \quad (B.10)$$

$$d\mu = \frac{\partial \mu}{\partial T_{amb}} dT_{amb} \quad (B.11)$$

### 2 - Número de Sherwood

O número de Sherwood é função dos diâmetros do orifício de passagem e da palheta, da temperatura ambiente, da pressão atmosférica, do tempo da duração da corrida, da massa sublimada e dos parâmetros que são o número de Reynolds e o afastamento entre o assento e a palheta. Assim,

$$Sh = Sh(d, D, T_{amb}, P_{atm}, t, M, Re, h) \quad (B.12)$$

$$dSh = \left[ \left( \frac{\partial Sh}{\partial d} d(d) \right)^2 + \left( \frac{\partial Sh}{\partial D} dD \right)^2 + \left( \frac{\partial Sh}{\partial T_{amb}} dT_{amb} \right)^2 + \left( \frac{\partial Sh}{\partial P_{atm}} dP_{atm} \right)^2 + \left( \frac{\partial Sh}{\partial t} dt \right)^2 + \left( \frac{\partial Sh}{\partial M} dM \right)^2 + \left( \frac{\partial Sh}{\partial Re} dRe \right)^2 + \left( \frac{\partial Sh}{\partial h} dh \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B.13)$$

As incertezas  $d(d)$ ,  $dT_{amb}$ ,  $dP_{atm}$  e  $dRe$  foram determinadas no item anterior. A incerteza  $dt$  associada ao tempo de dura

ção do teste foi assumida como sendo 5 segundos em função das várias medidas de tempo desde a pesagem inicial até o final da simulação. De maneira similar, a incerteza  $dM$  associada à massa sublimada foi assumida como sendo  $0,5 \times 10^{-6}$  kg. A incerteza  $dD$  foi assumida como sendo a metade da menor divisão de escala utilizada para medir  $D$ . Assim,  $dD$  é igual a 0,0001 m. A incerteza de medição  $dh$  é determinada de forma indireta. Dos dados experimentais tem-se a incerteza  $dSh$  associada ao número de Sherwood. Do programa de redução dos dados, obtêm-se os coeficientes de sensibilidade  $\frac{\partial Sh}{\partial d}$ ,  $\frac{\partial Sh}{\partial D}$ ,  $\frac{\partial Sh}{\partial T_{amb}}$ ,  $\frac{\partial Sh}{\partial P_{atm}}$ ,  $\frac{\partial Sh}{\partial t}$ ,  $\frac{\partial Sh}{\partial M}$ .

Do programa numérico, obtêm-se os coeficientes de sensibilidade  $\frac{\partial Sh}{\partial Re}$  e  $\frac{\partial Sh}{\partial h}$ . Substituindo estes termos na equação (B.13), tem-se  $dh$ :

Para a determinação da incerteza de medição do número de Sherwood foram realizados 6 testes para um afastamento adimensional de 0,06 e número de Reynolds de aproximadamente 1700. O desvio padrão destes testes é igual a 3, enquanto que o fator de confiança de Student é igual a 2,6 para 6 testes e 95% de probabilidade dos erros estarem dentro da faixa de incerteza de medição. A incerteza de medição  $dSh$  é obtida multiplicando-se o desvio padrão pelo fator de confiança de Student. Assim,  $dSh=7,8$ .

A tabela 5 apresenta um conjunto de valores típicos obtidos durante os experimentos, assim como suas incertezas de medição.

**TABELA 9** - Valores característicos medidos durante o experimento e suas respectivas incertezas de medição

Variável	Valor Típico	Incerteza	Incerteza %
$T_{amb}$ (K)	296,35	1,0	0,34
$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	$1,842 \times 10^{-5}$	$4,77 \times 10^{-8}$	0,26
$\rho_m$ (kg/m <sup>3</sup> )	804	11	1,40
$H_m$ (m)	$5,5 \times 10^{-3}$	$5,0 \times 10^{-5}$	0,91
$P_{atm}$ (Pa)	101458,0	5,0	0,005
$P_{MO}$ (Pa)	101501,2	5,05	0,005
DP (Pa)	44,33	0,73	1,65
$d_o$ (m)	0,01	$1,5 \times 10^{-5}$	0,15
$\dot{m}$ (kg/s)	$4,77 \times 10^{-4}$	$5,77 \times 10^{-6}$	1,21
$d$ (m)	$1,98 \times 10^{-2}$	$1,0 \times 10^{-4}$	0,51
$D$ (m)	$6,35 \times 10^{-2}$	$1,0 \times 10^{-4}$	0,16
$t$ (s)	1800	5	0,28
$M$ (kg)	$6,02 \times 10^{-5}$	$5 \times 10^{-7}$	0,83
$h$ (m)	$1,2 \times 10^{-3}$	$1,79 \times 10^{-4}$	15,0
Re	1755	22	1,25
Sh	52,6	7,8	15,0

### C - VARIAÇÃO NA GEOMETRIA DEVIDO A SUBLIMAÇÃO

A sublimação do naftaleno causa um aumento do diâmetro do orifício de passagem e do afastamento entre o assento e a palheta. Como a parte experimental do presente trabalho não separa a massa sublimada no orifício da massa sublimada no difusor, foram utilizados dados do modelo numérico para a análise de variação da geometria.

Inicialmente determina-se a massa sublimada no orifício e a massa sublimada no difusor. Para o orifício esta massa é dada por:

$$M_o = K_o A_o \rho_s t \quad (C.1)$$

onde  $K_o$  é o coeficiente de transferência de massa no orifício de passagem,  $A_o$  é a área de transferência de massa no orifício de passagem,  $\rho_s$  é a densidade da superfície de naftaleno e  $t$  é o tempo de duração do teste.

Da equação 3.2, tem-se para o orifício

$$K_o = \frac{\bar{D}(Sh)_o}{d} \quad (C.2)$$

A área de transferência de massa no orifício é dada por

$$A_o = \pi d e \quad (C.3)$$

O tempo de duração do teste é representado por  $t$  e a densidade do vapor de naftaleno na superfície por  $\rho_s$ .

Para o difusor a massa sublimada é dada por

$$M_d = K_d A_d \rho_s t \quad (C.4)$$

O coeficiente de transferência de massa no difusor é

dado por

$$K_d = \frac{\bar{D}(Sh)_d}{d} \quad (C.5)$$

A área de transferência de massa no difusor é dado por:

$$A_d = \frac{\Pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (C.6)$$

Com as equações anteriores pode-se determinar a massa sublimada no orifício e no difusor, separadamente. Estes valores são necessários para o cálculo de variação da geometria.

A variação de volume do orifício de passagem, devido a sublimação é dada por:

$$\Delta V_o = \frac{\Pi}{4} (d_f^2 - d_i^2)e \quad (C.7)$$

onde  $d_i$  e  $d_f$  são o diâmetro do orifício de passagem antes e depois do teste, respectivamente.

Colocando a variação de volume em termos de massa, tem-se que:

$$\Delta V = \frac{M}{\rho_{sol}} \quad (C.8)$$

onde  $\rho_{sol}$  é a densidade do naftaleno sólido.

Substituindo a equação C.8 na equação C.7, tem-se que o diâmetro no final do teste é dado por:

$$d_f = \left[ \frac{4M_o}{\Pi\rho_{sol}e} + d_i^2 \right]^{1/2} \quad (C.9)$$

A variação de volume do difusor, devido a sublimação é dada por:

$$\Delta V_d = A_d (h_f - h_i) \quad (C.10)$$

onde  $h_i$  e  $h_f$  são o afastamento entre o assento e a palheta antes e depois do teste, respectivamente.

Substituindo a equação C.8 na equação C.10 e isolando  $h_f$ , tem-se o afastamento no final do experimento.

$$h_f = h_i + \frac{4 M_d}{\Pi \rho_{sol} (D^2 - d^2)} \quad (C.11)$$

Para estimar a ordem de magnitude de variação da geometria, foram utilizados os seguintes dados:

$$T_{amb} = 295 \text{ K}$$

$$h = 1,0 \text{ mm}$$

$$(Sh)_o = 69,4 \quad (\text{obtidos da solução numérica})$$

$$(Sh)_d = 62,7$$

$$Re = 2200$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$D = 63 \text{ mm}$$

$$e = 20 \text{ mm}$$

$$t = 30 \text{ minutos}$$

$$\rho_{sol} = 1,140 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Substituindo-se estes dados nas equações anteriormente citadas, tem-se que:

$$d_f = 20,032 \text{ mm}$$

$$h_f = 1,0145 \text{ mm}$$

Observa-se um aumento de 0,16% de diâmetro no orifício de passagem e de 1,5% de aumento no afastamento entre o assento e a palheta. Como estes valores estão próximos dos casos extremos não foi feita nenhuma correção devido a variação da geometria. Além disso, deve-se observar que este aumento é progressivo, ou seja, somente no final do teste são atingidos os valores apresentados.

## D - SECÇÃO DE MEDIÇÃO DE VAZÃO

Para medir a vazão através da secção de teste utilizou-se um medidor tipo placa de orifício com bordas quadradas. A placa de orifício foi projetada e fabricada conforme recomendações dadas pela American Society of Mechanical Engineers [24]. A placa de cobre com um orifício de  $10 \pm 0,015$  mm é colocada no interior de um tubo de PVC de 78 mm de diâmetro, disposta perpendicularmente ao escoamento. As tomadas de pressão foram posicionadas  $1D_0$  a montante e  $0,5 D_0$  a jusante da placa de orifício.

A equação para o fluxo de massa através da placa de orifício é dada por [24].

$$\dot{m} = 0,034752 K_e Y F_a d_o^2 \sqrt{H_w \rho_{MO}} \quad (D.1)$$

O coeficiente de escoamento  $K_e$  é dado por:

$$K_e = 0,591965277 + 0,622805004/\sqrt{Re_D} \quad (D.2)$$

onde  $Re_D$  é o número de Reynolds na canalização de PVC e é dado por:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu D_o} \quad (D.3)$$

O fator de expansão do gás  $Y$  é dado por:

$$Y = 1 - 0,292924683 \frac{DP}{P_{MO}} \quad (D.4)$$

O fator de expansão térmica  $F_a$  é igual à unidade (um) pois a variação de temperatura na placa é bastante pequena.

O fluxo de massa não pode ser calculado diretamente usando os dados obtidos no laboratório porque o coeficiente de escoamento  $K_e$  depende do número de Reynolds na canalização e este depende do fluxo de massa. Para resolver este problema, uti-

liza-se um esquema iterativo que é descrito a seguir:

- 1 - Com os valores de pressão a montante da placa, diferença de pressão na placa e temperatura ambiente, calcula-se  $\rho_{MO}$  (eq.5.12),  $\mu$ (eq.5.7) e  $Y$ (eq.D.4).
- 2 - Arbitrar para  $K_e$  o valor constante da equação D.2, ou seja,  $K_e = 0,591965277$ , ou  $Re_D$  tendendo ao infinito.
- 3 - Calcular o fluxo de massa  $\dot{m}$  (eq.D.1).
- 4 - Calcular o número de Reynolds  $Re_D$  na canalização (eq.D.3).
- 5 - Com o valor de  $Re_D$ , calcular  $K_e$  (eq.D.2).
- 6 - Com o novo valor de  $K_e$ , calcular  $\dot{m}$  (eq.D.1).
- 7 - Se o erro entre o valor do fluxo de massa novo e antigo for pequeno, encerra-se o processo. Caso contrário, voltar ao passo 4.

## E - EXEMPLO DE CÁLCULO

Neste apêndice são apresentados os dados obtidos diretamente de um experimento representativo de transferência de massa. Além disso, são mostrados os cálculos para a obtenção dos números de Reynolds e Sherwood.

### E.1 - Dados obtidos do experimento

- massa antes do teste = 134,5726 g
- massa após o teste = 134,4833 g
- massa sublimada durante a montagem e desmontagem = 0,0020 g
- massa sublimada durante o teste = 0,0873 g
- tempo de duração do teste = 30 minutos
- tempo de montagem e desmontagem = 5 minutos
- líquido manométrico = álcool
- diferença de pressão no orifício medidor de vazão = 5,52 mm álcool
- pressão a montante do orifício medidor de vazão = 5,39 mm álcool
- pressão a montante do orifício de passagem = 0
- pressão atmosférica = 757 mm Hg
- temperatura ambiente = 297,75 K
- afastamento = 0,8 mm

### E.2 - Cálculo do número de Reynolds

A viscosidade do ar é dada pela equação (5.7),

$$\mu = (0,8723809571 + 7,028571429 \cdot 10^{-2} (297,75) - 3,80952381 \times 10^{-5} (297,75)^2) \times 10^{-6}$$

$$\mu = 1,842 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

O fluxo de massa em kg/s é obtido como descrito no apêndice D. Da equação (5.9) tem-se o número de Reynolds, através do orifício de passagem.

$$Re = \frac{4(4,93 \times 10^{-5})}{\pi(1,842 \times 10^{-5})(20 \times 10^{-3})}$$

$$Re = 1704$$

### E.3 - Cálculo do número de Sherwood

A pressão a montante do orifício de passagem em  $\text{N/m}^2$  é dada por:

$$P_{MD} = (0)(9,80665)(0,8) + (757)(133,322)$$

$$P_{MD} = 100924,8 \text{ N/m}^2$$

Utilizando a lei dos gases perfeitos (eq.5.8) tem-se a densidade do ar em  $\text{kg/m}^3$

$$\rho = 3,48 \times 10^{-3} \left( \frac{100924,8}{297,75} \right)$$

$$\rho = 1,18 \text{ kg/m}^3$$

O coeficiente de difusão do naftaleno em  $\text{m}^2/\text{s}$  é dado pela equação (5.6)

$$\bar{D} = \frac{(1,842 \times 10^{-5})}{(2,5)(1,18)}$$

$$\bar{D} = 6,244 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

A área superficial de transferência de massa é dada pela equação (5.3)

$$A_T = \pi(20 \times 10^{-3})(20 \times 10^{-3}) + \frac{\pi}{4} [(63,5 \times 10^{-3})^2 - (20 \times 10^{-3})^2]$$

$$A_T = 4,11 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

A pressão do vapor de naftaleno na parede é dada pela equação (5.5)

$$P_S = 47,87504 [10^{(11,884 - 3729,444 / (297,75))}]$$

$$P_S = 10,93 \text{ N/m}^2$$

Da lei dos gases perfeitos (eq.5.4)

$$\rho_S = 0,0153957 \left( \frac{10,93}{297,75} \right)$$

$$\rho_S = 5,652 \times 10^{-4} \text{ kg/m}^3$$

A taxa de massa sublimada durante o teste é dada pela equação (5.2),

$$\dot{M} = \frac{0,0873 \times 10^{-3}}{30 \times 60}$$

$$\dot{M} = 4,85 \times 10^{-8} \text{ kg/s}$$

O coeficiente de transferência de massa em m/s é dado pela equação (5.1)

$$K = \frac{(4,85 \times 10^{-8})}{(5,652 \times 10^{-4})(4,11 \times 10^{-3})}$$

$$K = 2,088 \times 10^{-2} \text{ m/s}$$

O número de Sherwood é dado pela equação (3.2)

$$Sh = \frac{(2,088 \times 10^{-2})(20 \times 10^{-3})}{6,244 \times 10^{-6}}$$

$$Sh = 66,87$$