ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA POR MÁRCIO ANTONIO BAZANI E APROVADA PELA COMISSÃO JULGADORA EM 16 / 09 / 1997.

Carlos Altemani
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Convecção Mista em Cilindros Concêntricos Verticais

Autor: **Márcio Antonio Bazani**
Orientador: **Carlos Alberto C. Altemani**

09/97

B347c
33145/BC

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

Convecção Mista em Cilindros Concêntricos Verticais

Autor: **Márcio Antonio Bazani**
Orientador: **Carlos Alberto C. Altemani**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1997
S.P. - Brasil

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Convecção Mista em Cilindros Concêntricos Verticais

Autor: **Márcio Antonio Bazani**
Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**

Carlos Altemani
Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani, Presidente
UNICAMP

Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara
USP

Luiz Felipe Moura
Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura
UNICAMP

Campinas, 16 de setembro de 1997

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha querida noiva Rita de Cássia, pela sua compreensão, me dando apoio nos momentos mais difíceis.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda em primeiro lugar de Deus e de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que por sua paciência me mostrou os caminhos a serem seguidos.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

O que seria de nós se não houvesse a saúde e a vontade de vencer?

Lista de Figuras

3.1	Esquema figurativo do aparato experimental	12
3.2	Caixa de conectores	13
3.3	Circuito hidráulico	16
3.4	Circuito elétrico	17
3.5	Circuito de termopares	18
3.6	Colocação dos termopares na tampa	18
3.7	Estimativa das perdas de calor por radiação	23
3.8	Estimativas de perdas	23
3.9	Fluxograma do Jitter Program	28
4.1	Domínio simulado numericamente	31
4.2	Fronteiras do domínio com as condições de contorno	37
4.3	Grade do domínio	39
4.4	Esquema dos volumes de controle	41
4.5	Balanço de energia no primeiro tipo de volume de controle	41
4.6	Balanço de energia no segundo tipo de volume de controle	42
4.7	Balanço de energia no terceiro tipo de volume de controle	43
5.1	Nu médio x malha	53
5.2	Nu médio x Re	54
5.3	Num_2 x Re (série 1)	54
5.4	Num_2 x Re (série 4)	55
5.5	Num_2 x Re (série 5)	56
5.6	Num_2 x Re (série 2)	57
5.7	Num_2 x Re (série 3)	57
5.8	Num_2 x Re (série 6)	58
5.9	Linhas de corrente para De = 7,1 cm e he = 1,2 cm (série 1)	59
5.10	Isotermas para De = 7,1 cm e he = 3,2 cm (série 1)	60

Lista de Tabelas

3.1	Incertezas das Medidas Experimentais	28
5.1	Resultados de Num_2 para Re e Ra	49
5.2	Num_2 em função da malha para Ra = 5,8847e+06 e Re = 100,6	49
5.3	Num_2 em função da malha para Ra = 5,9295e+06 e Re = 588,26	49
5.4	Série 1 Geometria De = 9,75 cm e he = 6,2 cm.	50
5.5	Série 2 Geometria De = 7,1 cm e he = 6,2 cm.	50
5.6	Série 3 Geometria De = 7,1 cm e he = 3,2 cm.	50
5.7	Série 4 Geometria De = 9,75 cm e he = 3,2cm.	51
5.8	Série 5 Geometria De = 9,75 cm e he = 1,2cm.	51
5.9	Série 6 Geometria De = 7,1 cm e he = 1,2cm.	51

Nomenclatura

Letras Latinas

A - área total de troca de calor	[m^2]
$\mathbf{A_i}$ - área de troca de calor no i-ésimo V.C.	[m^2]
$\mathbf{c_p}$ -calor específico a pressão constante	[J / kg K]
do - diâmetro da placa de orifício	[m]
$\mathbf{D_h}$ - diâmetro hidráulico	[m]
$\mathbf{D_i}$ - diâmetro interno da cavidade anular	[m]
$\mathbf{D_o}$ - diâmetro externo da cavidade anular	[m]
E - estimativa de perdas radiativas	[W]
F - fator de forma	
g - aceleração da gravidade	[m/s^2]
h - coeficiente convectivo de transferência de calor	[W / m^2 ^{0}C]
$\mathbf{h_e}$ - altura da entrada do escoamento	[m]
H - altura do cilindro	[m]
I - corrente elétrica no Shunt	[A]
$\mathbf{k_f}$ - condutividade térmica do fluido	[W / m °C]
m- fluxo de massa total	[kg / s]
$\mathbf{m_2}$- fluxo de massa no primeiro V.C. da entrada	[kg / s]
$\mathbf{m_3}$- fluxo de massa no segundo V.C. da entrada	[kg / s]
$\mathbf{m_s}$- fluxo de massa total da entrada	[kg / s]
Nu - número de Nusselt	
p - pressão do fluido	[Pa]
$\mathbf{p_{atm}}$ - pressão atmosférica	[Pa]
$\mathbf{p^*}$ - pressão corrigida do fluido	[Pa]
$\mathbf{p_{u-d}}$ - diferença de pressão através da placa de orifício	[Pa]
P - pressão adimensional do fluido	
Pr - número de Prandtl	
$\mathbf{q_{conv}}$ - taxa de transferência convectiva de calor	[W]
$\mathbf{q_{dissip}}$ - potência elétrica dissipada	[W]
$\mathbf{Q_i}$-taxa de troca de calor no i-ésimo V.C.	[W]
$\mathbf{Q_i^*}$-taxa de troca de calor adimensional no i-ésimo V.C.	
r -coordenada radial	[m]
R - constante do ar (287)	[J / kg K]
R -coordenada radial adimensional	
Ra - número de Rayleigh	
$\mathbf{Re_{DH}}$ -número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico	
$\mathbf{Re_{do}}$ -número de Reynolds baseado no diâmetro da placa de orifício	
$\mathbf{RM_2}$ - fluxo de massa adimensional no primeiro V.C. da entrada	
$\mathbf{RM_i}$ - fluxo de massa adimensional no i-ésimo V.C. da entrada	
RMS - fluxo de massa adimensional na entrada	
T - temperatura do fluido	[K]
$\mathbf{T_{b2}}$ - temperatura média de mistura na interface superior do primeiro V.C.	[K]
$\mathbf{T_{b3}}$ - temperatura média de mistura na interface superior do segundo V.C.	[K]
$\mathbf{T_{bi+1}}$ - temperatura média de mistura na interface superior do i-ésimo V.C.	[K]

$\mathbf{T_{in}}$ - temperatura de entrada do ar	[K]
TM - temperatura média do ar	[K]
$\mathbf{T_{wi}}$ - temperatura média da superfície cilíndrica interna da cavidade	[K]
$\mathbf{T_{we}}$ - temperatura superfície cilíndrica externa da cavidade	[K]
u - velocidade axial local do fluido	[m / s]
U -velocidade axial adimensional local do fluido	
v - velocidade radial local do fluido	[m / s]
$\mathbf{v_0}$ - velocidade de referência	[m / s]
V - velocidade radial adimensional local do fluido	
z -coordenada axial	[m]
Z -coordenada axial adimensional	

.....

Letras Gregas

α – difusividade térmica	[m^2 / s]
β_0 – coeficiente de compressibilidade isobárica	[1 / K]
σ - constante de Stefan - Boltzman	[W /m^2K^4]
ε - emissividade térmica	
$\Delta\mathbf{h}$ - variação de altura no manômetro	[m]
ρ_e - densidade do ar	[kg/ m^3]
θ– Temperatura adimensional do fluído	
μ – viscosidade dinâmica	[kg/ m s]
ν – viscosidade cinemática	[m^2 / s]
δ – diferença infinitesimal	

.....

Superescritos

* - correção de pressão

.....

Subscritos

e - propriedade avaliada na densidade

.....

Abreviações

VC - Volume de controle;
NVCE - Número de volumes de controle na entrada;
NVCP - Número de volumes de controle na parede;
NVCF - Número de volumes de controle no fluido;

.....

Siglas

DE - Departamento de Energia

.....

Resumo

BAZANI, Márcio Antonio, *Convecção Mista em Cilindros Concêntricos Verticais*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997. p. Dissertação (Mestrado)

Um estudo numérico e experimental da convecção mista numa cavidade anular aberta foi efetuado em regime laminar permanente. A cavidade era constituída por dois cilindros verticais concêntricos, com um espaço anular entre eles. Um escoamento de ar era forçado radialmente para o interior da cavidade junto à sua base, defletido para cima pela parede cilíndrica interna e saía axialmente pela sua seção anular superior. A parede cilíndrica interna era aquecida isotermicamente e a parede cilíndrica externa e a base da cavidade eram isoladas termicamente. Foram ensaiadas experimentalmente três alturas da entrada de ar e dois diâmetros da superficie cilíndrica externa da cavidade, numa faixa de valores dos números de Reynolds e de Rayleigh. Uma simulação numérica das medidas experimentais foi efetuada, a partir da solução das equações de conservação. A concordância dos resultados numéricos de um número de Nusselt definido para a cavidade com os valores experimentais foram melhores para o menor diâmetro da superficie cilíndrica externa.

Palavras Chave

convecção mista, cavidade anular, medidas experimentais , simulação numérica, Nusselt médio.

ABSTRACT

BAZANI, Márcio Antonio, *Mixed Convection in Vertical Concentric Cylinders*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997. p. Dissertação (Mestrado)

A numerical and experimental study of the mixed convection in an open annular enclosure was performed under steady state conditions and laminar regime. The enclosure was made from two concentric cylinders, with an anular space for an airflow. The airflow was forced radially into the base of the enclosure, was deflected upward by the inner cylinder and exited the enclosure through the upper anular section. The inner cylindrical wall was isothermal and both the outer cylindrical wall and the base of the enclosure were thermally insulated. The experimental tests comprised three distinct heights for the inflow of air and two diameters of the outer cylindrical wall of the enclosure, for a range of the Reynolds and the Rayleigh numbers. A numerical simulation of the experimental tests was performed, from the solution of the conservation equations. The simulated values of a Nusselt number defined for the enclosure were in better agreement with the experimental values for the smaller diameter of the outer cylindrical surface.

Key words

convection, mixed, cylinder, Reynolds, Rayleigh, Nusselt

Sumário

Capítulo 1 - Introdução 1

Capítulo 2 - Revisão da Literatura 3

Capítulo 3 - Análise Experimental 11

Capítulo 4 - Modelagem Teórica 30

Capítulo 5 - Resultados e Discussões 47

Capítulo 6 - Conclusões e Sugestões para próximos trabalhos 62

Referências Bibliográficas 64

Anexo 67

Apêndice A 75

Apêndice B 77

Capítulo 1

Introdução

A configuração de um duto anular com escoamento fluido em seu interior é característica de várias aplicações em engenharia, por exemplo, no projeto de transformadores elétricos, em trocadores de calor tipo tubo duplo, em reatores nucleares, em equipamentos associados a turbomáquinas, e no controle térmico de equipamentos eletrônicos. Em certas aplicações em que a potência disponível para forçar o escoamento fluido pode ser pequena, como no resfriamento de equipamentos eletrônicos, o escoamento ocorre em regime laminar. Deste modo, a convecção forçada pode sofrer uma influência da convecção natural e a troca convectiva de calor ocorre então sob condições de convecção combinada.

Este trabalho estuda o problema do escoamento de ar numa cavidade anular vertical aberta, onde a parede cilíndrica interna da cavidade é mantida a uma temperatura praticamente uniforme, enquanto a base e a parede cilíndrica externa são isoladas térmicamente. A principal troca convectiva de calor ocorre entre o escoamento de ar e a superfície cilíndrica interna.

No Capítulo 2 será apresentado o resultado de uma Revisão Bibliográfica de problemas correlatos, envolvendo convecção mista e cavidades anulares. Esta Revisão não indicou nenhum outro trabalho nas mesmas condições que o presente.

No Capítulo 3, a descrição da montagem experimental será efetuada, em conjunto com o procedimento de laboratório e uma análise de como foram avaliadas as incertezas experimentais.

No Capítulo 4 será descrita a análise efetuada a partir das equações de conservação aplicadas ao problema. As equações e suas condições de contorno foram adimensionalizadas e

resolvidas numa grade computacional não uniforme pelo método dos volumes de controle, como descrito neste Capítulo.

No Capítulo 5, os resultados de simulação serão comparados com os resultados experimentais de um número de Nusselt médio descrito no Capítulo anterior. Linhas de corrente e Isotérmicas obtidas das simulações numérica também serão apresentadas.

No Capítulo 6, algumas conclusões e sugestões para o desenvolvimento posterior deste trabalho serão apresentadas.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

A Revisão Bibliográfica efetuada buscou trabalhos que tratassem da convecção mista laminar em regime permanente em cavidades anulares abertas ou semelhantes. Os resultados obtidos não foram muito numerosos, indicando poucos trabalhos efetuados nestas condições, tanto numéricos quanto experimentais. Os trabalhos encontrados na literatura com alguma semelhança com o presente trabalho serão descritos de forma resumida a seguir.

A convecção natural em um cilindro vertical foi analisada no trabalho de NAGENDRA et al., 1970. Foi considerado um fluxo de calor uniforme na superficie cilíndrica. As equações de conservação de massa, conservação do quantidade de movimento e conservação da energia foram transformadas em equações ordinárias formando um sistema de dois parâmetros (n_w e Pr), sendo resolvidas por um esquema iterativo desenvolvido originalmente para o caso isotérmico. Soluções numéricas obtidas para valores paramétricos de Pr e n_w indicaram que os cilindros poderiam ser classificados como: cilindros curtos, cilindros longos e fios. Correlações de transferência de calor foram apresentadas e comparando-as com os dados experimentais, obteve-se uma diferença de 6% entre eles. A variação entre os valores apresentados e as correlações de transferência de calor baseadas na temperatura média de superficie não passaram de 5% daquelas dos casos isotérmicos. Valores de Ra D/L foram apresentados e para Pr baixo a diferença entre os dois casos foi de aproximadamente 10%.

Um outro trabalho de convecção natural foi desenvolvido por AFRID et al., 1989, que realizaram um estudo numérico bidimensional de componentes eletrônicos uniformemente

aquecidos, montados sobre uma parede vertical. Foi assumido um escoamento laminar com propriedades fisicas constantes do sólido e fluido. Para o resfriamento de multicomponentes, foram estudados os seguintes parâmetros: efeito da espessura do componente, espaçamento entre os componentes, componentes com e sem potência. Foi investigada a influência da variação das propriedades dos materiais com a temperatura. Foram comparadas as soluções com modelo turbulento e também laminar de escoamento. No caso de um simples componente aquecido, a temperatura aumentou linearmente com a geração de calor. No caso de vários componentes aquecidos, o aumento do espaçamento entre os componentes e também o aumento da espessura dos mesmos reduziram a temperatura. O posicionamento correto dos componentes sem potência contribuiu para o melhor resfriamento dos componentes vizinhos aquecidos. A aproximação da simulação bidimensional, não foi suficiente para resolver o problema fisico tridimensional de resfriamento dos componentes eletrônicos. Por isso, foi adotado o modelo computacional tridimensional para analisar a contribuição da terceira dimensão na troca de calor.

O problema de convecção mista em um tubo vertical foi tema de vários trabalhos, tal como o estudo numérico de MARNER e McMILLAN., 1970, que considerou temperatura uniforme de parede e um perfil de velocidade completamente desenvolvido do fluido na entrada do duto. O fluido foi aquecido na direção ascendente (ou resfriado na direção descendente) com o perfil de temperatura da parede considerado como uma função de degrau. As hipóteses utilizadas foram as seguintes: regime permanente, transferência de calor e conservação da quantidade de movimento radiais desprezíveis, propriedades constantes exceto a densidade no termo de força de empuxo na equação de conservação de quantidade de movimento na direção axial, dissipação viscosa desprezível e a pressão como função somente da distância axial. Para mostrar o efeito do parâmetro Gr/Re sobre Nu médio, duas soluções foram apresentadas: Pr=1, Gr/Re=60 e Pr=1000, Gr/Re=60. Comparando estas duas soluções com os valores de Gr/Re=120 realizados por MARTINELLI e BOELTER, 1942, foi notado que, para um dado número de Pr, um aumento em Gr/Re resultou em um aumento no Nu médio. Perfis de velocidades axiais adimensionais e perfis de temperatura adimensionais, também foram apresentados.

A convecção mista dentro de uma cavidade aberta retangular bidimensional semiporosa foi investigada numericamente por ALTEMANI e CHAVES, 1989. A cavidade aberta foi

compreendida por duas placas verticais e uma base adiabática. Foi considerada uma parede vertical porosa com influxo de fluido normal a ela. A outra parede vertical transferiu um fluxo de calor uniforme para a cavidade. Foi mostrado como a convecção forçada pode ser intensificada por efeitos de convecção natural. Números de Nusselt médio e local para a parede aquecida, linhas de corrente e isotermas do fluido dentro da cavidade aberta foram apresentados. Os resultados mostraram que para Gr pequeno, a convecção forçada controlou a transferência de calor, tornando a parte superior da placa aquecida mais fria. Quando Gr aumentou, efeitos de convecção natural tornaram-se dominantes e então a parte inferior da placa aquecida ficou mais fria. A investigação realizada foi controlada por quatro parâmetros (H/D, Pr, Re e Gr) e algumas escolhas foram feitas para a apresentação dos resultados, sob condições laminares de escoamento em regime permanente.

O efeito da convecção mista em duto anular aberto, utilizando escoamento saturado em meio poroso foi estudado por MURALIDHAR, 1989, que considerou o cilindro interno aquecido e o cilindro externo resfriado. Foi estudada a relação entre a transferência de calor do cilindro interno e a vazão mássica imposta, verificando possíveis efeitos de convecção natural. Dutos anulares verticais e horizontais foram estudados. As equações de conservação foram resolvidas numericamente. Números de Peclet foram variados na faixa $0<Pe<10$ e números de Rayleigh variaram de $0<Ra<500$. O regime de convecção mista foi preponderante nesta faixa de parâmetros, juntamente com uma razão de raios igual a 2. No duto anular vertical, para valores do número de $Pe = 10$ e $Ra = 100$ os efeitos de convecção natural e convecção forçada são da mesma ordem de grandeza. Para $Pe > 10$ e $Ra = 100$, notou-se um aumento no efeito da convecção forçada. Similarmente, para $Pe < 10$, $Ra = 100$ notou-se um aumento no efeito da convecção natural. Para grandes comprimentos de dutos, a influência do número de Rayleigh, torna-se desprezível e a troca de calor é dominada pela condução térmica.

A convecção laminar mista (com escoamento ascendente e descendente) em duto anular vertical, foi investigada numericamente também por HASHIMOTO et al., 1990. Foi considerado o desenvolvimento simultâneo da camada limite térmica e hidrodinâmica. A parede interna foi admitida isotérmica ou com fluxo de calor uniforme, e a parede externa foi considerada adiabática. Propriedades do fluido variaram com a temperatura. Características de transferência de calor foram obtidas pela solução das equações da continuidade, da quantidade de movimento e energia. Atenção particular foi dada para a condição crítica de

fluxo reverso e o efeito da variação de propriedades sobre o número de Nusselt e o fator de atrito. Números de Nusselt de convecção mista laminar, valores de fator de atrito e as condições críticas para fluxo reverso nos casos de fluxo uniforme de calor na parede e de temperatura uniforme de parede foram obtidos. A variação das propriedades do fluido influenciam levemente o coeficiente de transferência de calor ou fator de atrito. A influência é entretanto significante para a condição crítica de fluxo reverso. Com o aumento de $(Gr/Re)_i$, onde i é a condição de entrada, o número de Nusselt decresce para escoamento descendente e aumenta para escoamento ascendente. O produto do fator de atrito com o número de Reynolds também aumentam, exceto para escoamentos descendentes de fluxo de calor constante de parede. O fluxo reverso ocorreu quando $(Gr/Re)_i$ excedeu um valor crítico. Para um dado $(Gr/Re)_i$, entretanto, o fluxo reverso desaparece com o aumento de t_w/t_i ou $qDe/\lambda_i t_i$, onde λ representa a condutividade térmica do fluído.

Quanto as características de estabilidade linear de um escoamento em um duto anular vertical, ROGERS e YAO., 1989, fizeram a investigação numérica para duas geometrias distintas. Foram estudados os casos em que existe o aquecimento da parede interna ou da parede externa. As análises demonstraram que o escoamento completamente desenvolvido em convecção mista em um duto anular vertical pode ser instável em certas regiões. Consequentemente, escoamentos paralelos em contracorrente, previstos por modelos numéricos anteriores e comumente utilizados por engenheiros, são frequentemente fisicamente irrealizáveis e só podem ser observados experimentalmente em circunstâncias especiais. As perturbações mais instáveis foram axissimétricas na faixa de parâmetros de interesse prático. O aquecimento do cilindro interno ou externo influenciou o comportamento da instabilidade.

Quanto a análise do comportamento da camada limite hidrodinâmica e térmica, HECKEL et al., 1989, fizeram a investigação em um escoamento laminar ao longo de um cilindro vertical delgado que considerou a temperatura de superficie $T_w(x)$ variando arbitrariamente com a coordenada axial x. A convecção mista foi varrida desde a convecção natural pura (x = 0) até a convecção forçada pura (x = 1), onde $x = \left[1+\left(Gr_x / Re_x^{\,2}\right)^{1/4}\right]^{-1}$ é o parâmetro de convecção mista. As equações de conservação da massa, conservação da quantidade de movimento e conservação de energia e suas condições de contorno foram adimensionalizadas por uma transformação não similar e o sistema de equações foi então

resolvido pelo método de solução por diferenças finitas em conjunto com uma interpolação cubic spline. Exemplos de cálculos foram feitos para o caso da variação da lei de potência na temperatura de superfície, $T_w(x) - T_\infty = ax^n$, para fluidos com número de Prandtl 0.1, 0.7, 7 e 100 em uma larga faixa de parâmetros da curvatura de superfície. Números de Nusselt local e médio foram apresentados. Verificou-se que o número de Nusselt local na forma $Nu_x / \left(Re_x^{1/2} + Gr^{1/4}\right)$ aumenta com o acréscimo: da curvatura de superfície, do número de Prandtl e do expoente n. Para valores baixos do parâmetro de curvatura, inicialmente o número de Nusselt diminui e posteriormente aumenta quando x varia de 0 até 1.

O estudo sobre o efeito da convecção mista em um escoamento dentro de um tubo horizontal foi investigado numericamente por HAYES, 1990. Na entrada do tubo foi considerado uma pressão constante e uma temperatura de entrada T_i. A saída foi considerada com pressão nula e gradiente de temperatura nulo. Na parede foi assumido impermeabilidade da mesma e temperatura constante igual a T_w. Foi usada a equação de Navier - Stokes incorporando a aproximação de Boussinesq, nas equações de conservação da massa, conservação da quantidade de movimento e conservação de energia. Uma variação exponencial na porosidade foi assumida próxima à parede. Simulações foram feitas usando o método de elementos finitos com aproximação tipo Galerkin. O número de Nusselt em função em função de Grashof foi encontrado para valores distintos do número de Reynolds, do número de Graetz e da razão entre as condutividades térmicas do sólido e do fluido. A taxa de transferência de calor foi acentuada por um número positivo de Grashof e retardado por um valor negativo. Foram encontrados perfis de velocidade e temperatura para diversos valores da razão Gr/Re^2. O escoamento tornou-se transiente para altos valores dessa razão. A convecção natural teve efeitos significantes no perfil de velocidade e na taxa de transferência de calor. Em geral, as tendências observadas foram similares à tendência observada no escoamento do fluido sob convecção mista em dutos verticais.

O algoritmo SIMPLEC combinando as técnicas ADI e SOR, foi utilizado por CHANG e CHANG, 1996, que analisaram numericamente o desenvolvimento da convecção mista em um canal com placas verticais paralelas e parcialmente porosas. A difusão e a convecção foram manipuladas por um esquema híbrido. O modelo não - Darcyano, que inclui efeitos de inércia, efeitos viscosos e convecção foi usado nas equações de movimento para o canal em estudo.

As distribuições de velocidades e temperatura, número de Nusselt local (Nu_x), coeficiente de atrito local (c_{fx}), queda de pressão e comprimento de entrada no canal foram obtidos em função da espessura da parede pororosa (Rs), número de Darcy (Da) e número de Grashof (Gr). Os resultados numéricos dessa investigação mostram que (a) o número de Nusselt local aumenta quando Rs decresce e Da e Gr aumentam; (b) o coeficiente de fricção local aumenta quando Da e Gr aumentam e (c) a queda de pressão no canal aumenta quando Rs aumenta e Da diminui. O comprimento de entrada hidrodinâmico diminui quando valores de Rs aumentam, e aumenta quando valores de Da e Gr aumentam. O comprimento de entrada térmico aumenta quando valores de Rs e Da aumentam e diminui quando valores de Gr aumentam.

O efeito do espaçamento de grade não uniforme na acuracidade de resultados numéricos em um problema de convecção natural em regime permanente em uma cavidade bidimensional quadrada ocupada por meio poroso saturado, foi investigado por MANOLE e LAGE, 1993. As equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia foram adimensionalizadas. As paredes inferior e superior da câmara foram consideradas impermeáveis e adiabáticas. Nas paredes laterais foi assumido também a impermeabilidade das mesmas só que a temperatura foi considerada uniforme. Foi mostrado que a distribuição não uniforme da grade com um número fixo de linhas de grade teve forte efeito nos resultados numéricos. Além disso, uma grade uniforme refinada para gradientes acentuados, quando usadas em gradientes menores, apresenta uma eficiência muito baixa em termos de tempo de computação. Foi apresentada e analisada a distribuição da grade não uniforme para várias configurações diferentes em função da lei de potência. A relação entre o valor da base e a distribuição das linhas de grade dentro das regiões com grandes gradientes permite o uso de um teste de refinamento de grade. Este procedimento é baseado somente em um parâmetro, o valor da base. A existência de um valor ótimo de base indica um compromisso entre as resoluções numéricas atingidas dentro das regiões com gradientes diferentes. Neste trabalho, essas regiões são a região de camada limite e a região do núcleo da cavidade. Uma vez que valor da base é estabelecido para todas as linhas de grade, a análise do refinamento da grade pode ocorrer com a comparação do número de Nusselt obtido. Pela inclusão de termos de alta ordem (inércia, atrito, etc) na equações de quantidade de movimento, um estudo do efeito da distribuição da grade tona-se mais crítico. O erro introduzido por uma escolha inapropriada da

equação da distribuição da grade não uniforme pode degradar severamente os resultados da simulação numérica. Isto pode conduzir a um tempo desnecessário de computação.

Esta revisão, abrangendo artigos publicados até 1996, indicou a semelhança de alguns artigos com o trabalho proposto, como por exemplo: o trabalho de HASHIMOTO, 1990, tal como o trabalho de MARNER e McMILLAN, 1970, que estudaram o efeito da convecção mista em duto anular vertical aberto, com desenvolvimento simultâneo da camada limite térmica e hidrodinâmica. O estudo de CHANG, 1996, mostra a utilização do algoritmo SIMPLEC, o qual é similar ao algoritmo SIMPLE, que foi utilizado neste trabalho. Já o trabalho de ROGERS e YAO, 1989, mostra o problema de instabilidade em alguns trechos de um duto anular com camada limite térmica completamente desenvolvida hidrodinamicamente e termicamente, semelhante ao caso de fluxo reverso (dependendo dos valores de Ra e Re) na saída do duto anular do problema em estudo. ALTEMANI e CHAVES, 1989, mostram como a convecção forçada pode ser intensificada por efeitos de convecção natural, variando parâmetros como: geometria do problema, número de Rayleigh e número de Reynolds. Esses parâmetros foram variados no trabalho, para verificar a influência da convecção natural sobre a convecção forçada. Finalmente, um estudo de refinamento de malha que foi tomado como base nesta dissertação, foi de MANOLE e LAGE, 1993, que investigaram o efeito do espaçamento de grade não uniforme na acuracidade de resultados numéricos em um problema de convecção natural em regime permanente em uma câmara fechada, considerando duas dimensões.

Este trabalho de dissertação tem como objetivo estudar numericamente, assim como HASHIMOTO, 1990, e MARNER e McMILLAN, 1970, e experimentalmente, o efeito da convecção mista dentro de um duto anular aberto curto, com regiões de desenvolvimento simultâneo da camada limite térmica e hidrodinâmica, assim como ROGERS e YAO, 1989. A cavidade aberta será compreendida por duas paredes verticais e uma base adiabática, semelhante a ALTEMANI e CHAVES, 1989. O escoamento forçado de ar penetrará radialmente através de uma abertura com altura h_e na base da parede externa da cavidade, sofrendo em seguida uma deflexão para cima devido a presença da parede interna, que não foi visto nos trabalhos revisados. O escoamento de ar fluirá então ao longo do comprimento da cavidade, saindo axialmente através da seção anular superior, semelhante a ROGERS e YAO, 1989. A temperatura da superfície interna será considerada uniforme, enquanto a superfície

externa será considerada adiabática ou com temperatura conhecida de superfície, semelhante ao trabalho de HASHIMOTO, 1990. As equações de conservação serão adimensionalizadas de maneira adequada e então resolvidas numericamente pelo algoritmo SIMPLE. Serão considerados: escoamento em regime permanente; transferência de calor radial e axial; dissipação viscosa desprezível e escoamento e troca de calor axissimétricas. O refinamento da grade do trabalho em estudo foi feito de forma parabólica na direção radial e na direção axial, foram consideradas duas regiões distintas: uma na região da entrada do escoamento, na qual foi considerado refinamento uniforme e a outra na região limitada pelas paredes laterais do duto anular, em que foi assumido um refinamento que obedecesse a um perfil parabólico. Os valores de um número de Nusselt médio, linhas de corrente e isotermas do fluido dentro da cavidade aberta serão apresentados.

Capítulo 3

Análise Experimental

3.1 **Introdução**

Neste capítulo são descritas a montagem experimental realizada no Laboratório do Departamento de Energia-FEM e o tratamento das medidas efetuadas. Os dados experimentais foram obtidos variando a vazão de ar, a potência elétrica dissipada e a geometria do duto anular. Resultados foram reduzidos na forma de um número de Nusselt em função dos números de Reynolds e de Grashoff. Foi realizado em paralelo um estudo sobre as incertezas experimentais.

3.2 **Descrição da Montagem Experimental**

O escoamento considerado neste trabalho ocorreu entre dois cilindros concêntricos, como mostrado na figura 3.1. O escoamento forçado de ar penetrou radialmente através de uma abertura com altura h_e na base da parede externa da cavidade, sofrendo em seguida uma deflexão para cima devido a presença da parede interna. O escoamento de ar fluiu então ao longo do comprimento da cavidade, saindo axialmente através da seção anular superior. O cilindro interno foi constituído por uma parede espessa de alumínio, com uma resistência elétrica embutida, para que a temperatura fosse mantida praticamente uniforme. O cilindro externo foi envolvido por uma camada de isolante térmico (lã de vidro). Os componentes essenciais do aparato são descritos a seguir.

No interior do cilindro aquecido de alumínio, foi embutido um cilindro de PVC de 33 mm de diâmetro externo e 254 mm de comprimento, com cerca de 3 mm de espessura de parede. Na superfície externa deste cilindro foram feitas ranhuras ao longo de seu comprimento, onde foi enrolado um fio de resistência. Nos terminais do mesmo foi aplicada uma diferença de potencial elétrico para que houvesse a geração de calor. As ranhuras foram dimensionadas de acordo com a seleção de roscas e parafusos, conforme SHIGLEY, 1984. Escolheu-se a série grossa (UNC) que dava para o diâmetro nominal de 33 mm o passo uniforme de 7 fios por polegada. Foi tomado o cuidado para que na potência elétrica máxima dissipada a temperatura do cilindro ficasse abaixo de 50 ^{o}C, para evitar o amolecimento do material (PVC).

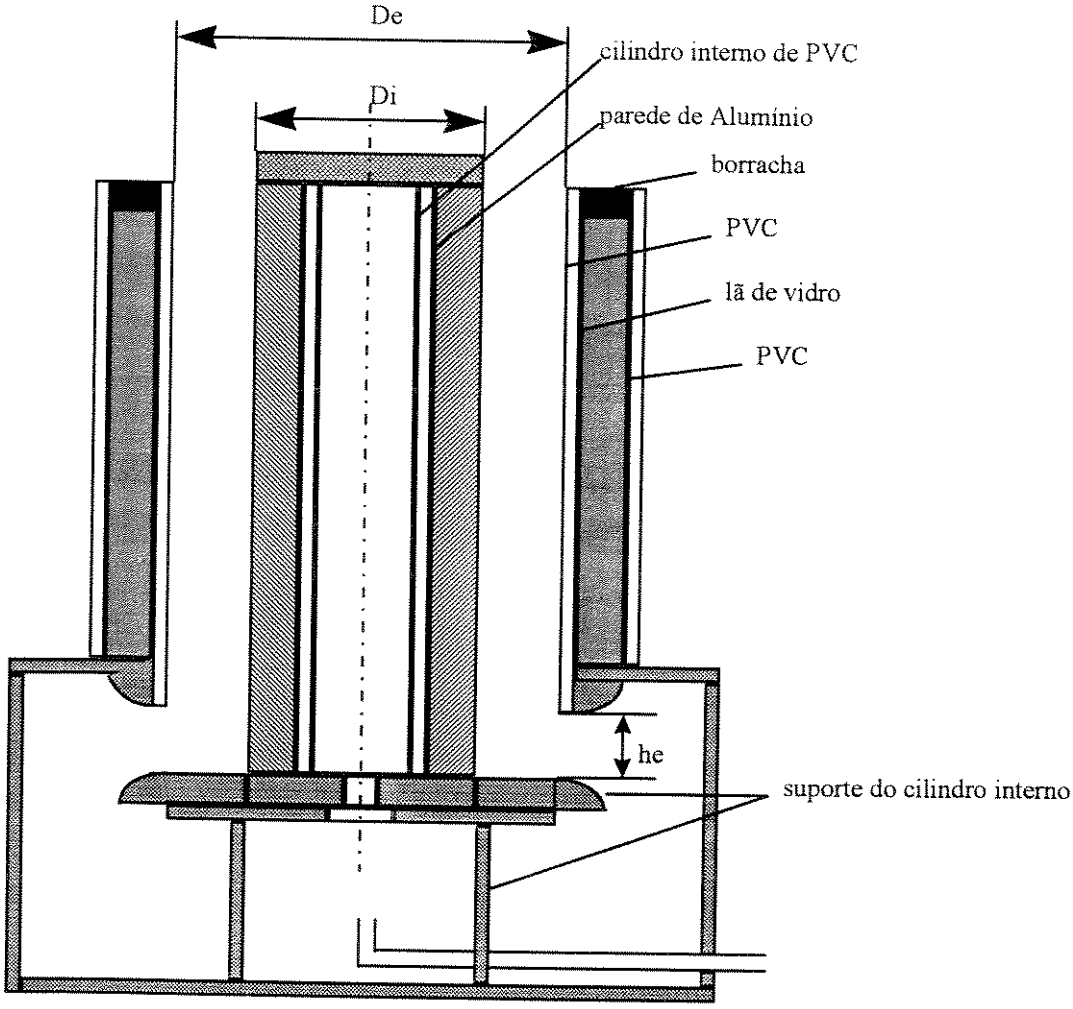

Figura 3.1. Esquema figurativo do aparato experimental

A superfície cilíndrica interna da cavidade foi constituída por um cilindro de alumínio com 8,5 mm de espessura de parede. Este cilindro tem 33 mm de diâmetro interno, 50 mm de diâmetro externo e 254 mm de comprimento e funciona como uma luva do cilindro de PVC com a resistência elétrica. A espessura de 8,5 mm foi utilizada para aproximar a condição de temperatura uniforme da parede de alumínio. O tubo de alumínio foi usinado a partir de um tarugo de 50,8 mm (2 pol.) de diâmetro externo, de modo a permitir a inserção do tubo de PVC de 33 mm.

A superfície cilíndrica externa foi construída com dois tubos de PVC, isolados termicamente por uma camada de 3 cm de lã de vidro. As superfícies interna e externa foram pintadas com tinta preta fosca, a fim de diminuir sua refletividade.

Uma caixa de madeira (plenum) foi utilizada para o confinamento do ar, de modo a garantir o escoamento da vazão controlada de ar através da cavidade anular. O cilindro foi sustentado no interior da caixa de plenum por um suporte de madeira, como indicado na figura 3.1.

Uma tubulação de ar foi conectada à rede de ar comprimido, permitindo o abastecimento de ar na caixa de plenum. Nesta tubulação foram instaladas uma válvula de esfera, para abrir ou fechar a linha de suprimento de ar, uma válvula de agulha, para controlar a vazão de ar, e uma placa de orifício, para medir essa vazão.

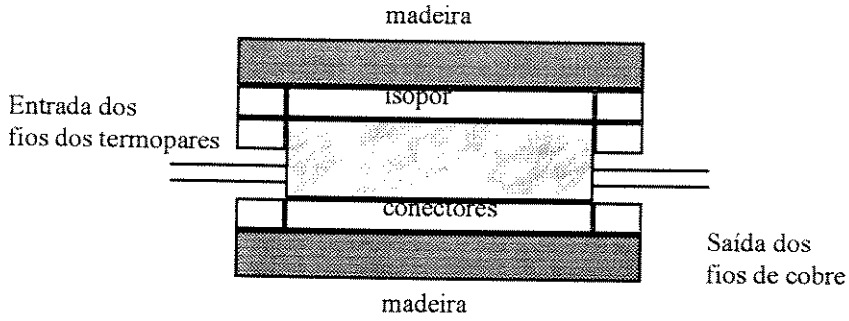

Figura 3.2 Caixa de conectores

Junto à caixa de plenum foi instalada uma caixa de conectores dos termopares, mostrada esquematicamente na figura 3.2. Os fios dos termopares da montagem foram ligados a conectores instalados nesta caixa. Fios de cobre foram utilizados para ligar os mesmos conectores a duas chaves seletoras com dez posições cada uma, na sala vizinha ao laboratório.

Os fios dos termopares utilizados foram de chromel e alumel, com diâmetro de 0,254 mm, sendo a junção dos mesmos feita no próprio laboratório, através de solda de descarga elétrica em ambiente de gás argônio para evitar oxidação.

A instalação dos termopares na superfície cilíndrica interna da cavidade foi feita através de orifícios radiais de 1 mm de diâmetro feitos no conjunto do cilindro de alumínio com o cilindro embutido de PVC, espaçados uniformemente em sete pontos ao longo dessa superfície.

Os termopares foram então pressionados para dentro do orifício radial dos cilindros de PVC e alumínio, de modo que a superfície da junção se mantivesse rente com a superfície do alumínio. Os orifícios foram então vedados por fora com epoxi condutora e a superfície foi polida com lixa fina.

O suporte de madeira de apoio para o cilindro interno da montagem foi construído dentro da caixa de madeira (plenum). O cilindro externo de PVC foi montado sobre a tampa da caixa de madeira, como indicado na figura 3.1. Como o cilindro interno era apenas apoiado no seu suporte, foi utilizado um dispositivo na forma de um anel de madeira para que as superfícies cilíndricas interna e externa da cavidade ficassem concêntricas.

O suporte de madeira permitia, por meio de espaçadores, a variação da altura do cilindro interno na cavidade, permitindo assim a variação da altura h_e da entrada de ar na cavidade, como mostrado na Figura 3.1. Nessa entrada de ar, dois anéis de madeira foram montados de forma a fornecer um perfil parabólico. O objetivo desse perfil parabólico foi o de tentar tornar uniforme o fluxo de ar na entrada.

O laboratório é constituído por uma sala ao lado de uma ante-sala. Para assegurar pertubações mínimas, toda a instrumentação e o controle do suprimento de ar foram situados na ante-sala, sendo a sala com a cavidade experimental selada durante toda a duração de cada rodada.

3.2.1. **Tomada de medidas**

O conjunto total de medidas experimentais ocorreu com alteração de dois parâmetros geométricos: o diâmetro externo D_e e a altura h_e da entrada de ar. Para cada configuração geométrica foram variadas a potência elétrica dissipada no cilindro e a vazão de ar. Foram testadas as seguintes configurações distintas, envolvendo dois valores do diâmetro externo e três alturas de entrada do ar.

- Configuração 1: D_e=9.75 cm e h_e = 6.2 cm
- Configuração 2: D_e=9.75 cm e h_e = 3.2 cm
- Configuração 3: D_e=9.75 cm e h_e = 1.2 cm
- Configuração 4: D_e=7.1 cm e h_e = 6.2 cm
- Configuração 5: D_e=7.1 cm e h_e = 3.2 cm
- Configuração 6: D_e=7.1 cm e h_e = 1.2 cm

A variação da altura de entrada do ar foi feita através do deslocamento vertical do cilindro interno. A mudança do diâmetro externo foi conseguida pela construção de duas tampas distintas que se encaixavam na base da montagem (caixa de plenum).

As medidas foram efetuadas através de três circuitos: circuito de termopares, circuito de potência elétrica dissipada e circuito hidráulico.

O circuito hidráulico, indicado na figura 3.3, utiliza a linha de ar comprimido do laboratório. O ar passa pela placa de orifício, onde é medida a vazão, atravessa uma caixa de plenum, escoa no duto anular e é descarregado no ambiente do laboratório com ar

condicionado. Três manômetros tipo tubo em U com água foram ligados na montagem. Dois foram utilizados junto com a placa de orifício e o terceiro serviu para medir a pressão relativa na caixa de plenum durante a operação do sistema. Uma válvula de agulha, instalada à montante da placa de orifício, permitiu um controle preciso da vazão.

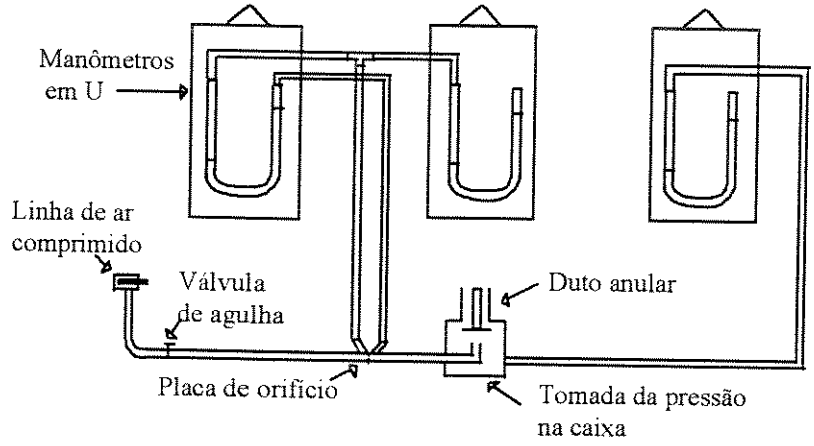

Figura 3.3 Circuito hidráulico

O circuito elétrico utilizado para aquecer o cilindro está indicado na figura 3.4. O cilindro interno da montagem foi constituído por um tubo de alumínio com diâmetro externo de 50,8mm e espessura de parede de 8,5mm. Um segundo tubo, de PVC, com enrolamento externo de fio de resistência, foi encaixado no interior do cilindro de alumínio. Uma fonte d.c. foi utilizada para dissipar energia elétrica nessa resistência. O valor da potência dissipada foi obtido da leitura da tensão e da corrente elétrica através dessa resistência por meio do multímetro digital. A corrente elétrica foi obtida através de uma medida de tensão d.c., utilizando um Shunt. O Shunt é um dispositivo colocado em série no circuito resistor/fonte, que possui uma pequena resitência elétrica. Ele induziu uma tensão muito pequena (da ordem de milivolts) que foi proporcional à corrente elétrica que passou por ele e assim evitou-se a necessidade de efetuar com o multímetro uma leitura de corrente elétrica, que poderia trazer problemas operacionais. Foi feita uma calibração do Shunt e o resultado obtido para a relação corrente/tensão foi 0,040733 A/mV.

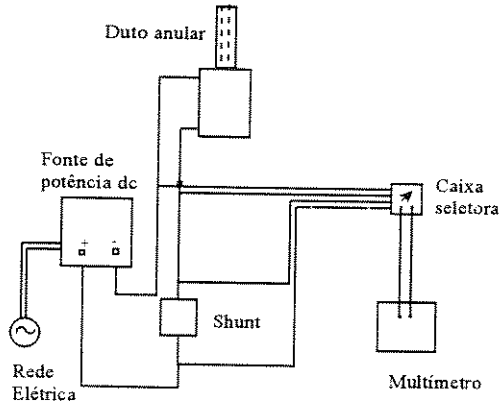

Figura 3.4 Circuito elétrico

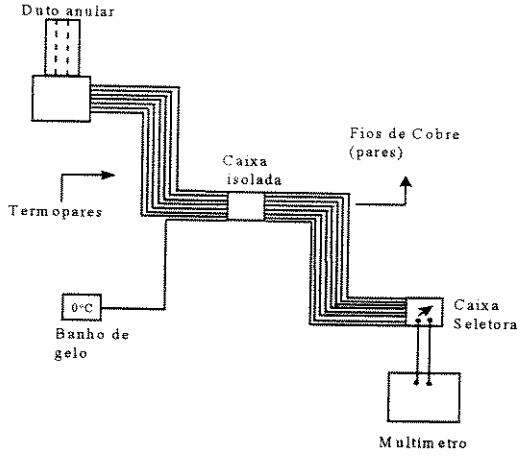

Figura 3.5 - Circuito de termopares

O circuito de termopares está indicado na figura 3.5. Dois termopares foram utilizados para medir a temperatura do ar na entrada da cavidade anular, sete mediram a temperatura da parede de alumínio e um, a do banho de gelo. Eles foram ligados a uma caixa de conectores termicamente isolada e desta caixa saíram os fios de extensão de cobre até uma chave seletora para o multímetro.

Durante as medidas iniciais, observou-se que seria conveniente instalar termopares na parede interna do cilindro externo, para poder avaliar com maior precisão as perdas por radiação. Dessa forma, na tampa de diâmetro 9,75 cm foram inseridos cinco termopares em sua superfície interna, todos igualmente espaçados. Foram feitos furos que atravessavam os

dois tubos de PVC, assim como a lã de vidro que se encontrava entre eles (fig. 3.6). Para permitir a passagem dos termopares sem a obstrução da lã de vidro foram inseridos pequenos tubos de plástico no interior dos furos, dentro dos quais os termopares se alojaram. Usando pequenas quantidades de epoxi, as pontas dos termopares foram fixadas na superfície interna da tampa, tangenciando-a. A região dos furos, tapada com epoxi, foi devidamente lixada e pintada com tinta preta. Na tampa de diâmetro 7,1 cm foram inseridos 3 termopares de forma análoga.

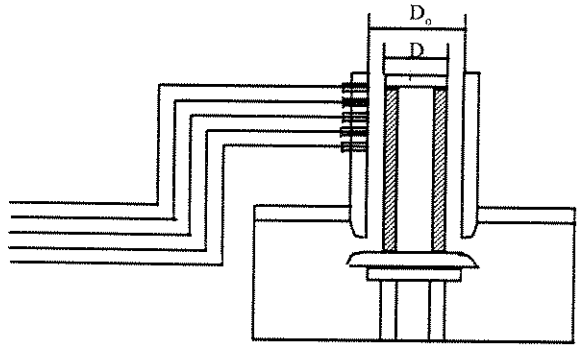

Figura 3.6 - Colocação dos termopares na tampa

3.2. **Instrumentação Utilizada**

3.2.1 **Placas de Orifício**

A placa de orifício consiste de uma placa delgada montada entre flanges de uma tubulação, com geometria simples, baixo custo e fácil instalação. A vazão mássica através da placa de orifício depende da pressão a montante da placa, da diferença entre as pressões a montante e a jusante, e da temperatura do fluido, além das áreas do orifício da placa e do tubo onde ela foi instalada. As diferenças de pressão foram medidas através de um manômetro tipo tubo em U com água. A calibração da placa de orifício é descrita no apêndice A. A incerteza estimada das medidas de vazão mássica, com 95% de confiança, foi igual a 5%.

3.2.2 **Termopares**

As medidas de temperatura foram feitas através de termopares. Quando duas junções de metais dissimilares são mantidas a temperaturas distintas, uma força-eletromotriz existirá entre

elas e dependerá da diferença das temperaturas das junções. Esse fenômeno é chamado de Efeito Seebeck, constituindo o princípio de operação dos termopares. Quando a temperatura de uma das junções é conhecida, então a temperatura da outra é calculada usando as propriedades termoelétricas dos materiais. A temperatura conhecida é chamada de Temperatura de Referência e um método simples de obtê-la consiste em um banho de gelo. Na montagem experimental foram usados termopares do tipo K, também conhecidos como Chromel-Alumel, fabricados pela Omega Engineering. A leitura das tensões dos termopares foi obtida através de um multímetro digital Hewlett-Packard 3478 A, numa escala com resolução de 1μV. A incerteza das medidas de temperatura foi estimada, com 95% de confiança, em 0,2 °C.

3.2.3 **Potência Elétrica Dissipada**

O aparelho usado para fornecer a energia dissipada no resistor instalado no cilindro foi uma fonte de potência d.c. Hewlett-Packard modelo 6824 A. Sua saída opera com tensão bipolar constante e ajustável na faixa de 0 a 50V d.c. com corrente elétrica d.c. na faixa de 0-1 A.

3.3 **Procedimento Experimental**

O conjunto de medidas experimentais apresentadas neste trabalho foi obtida pelo bolsista de iniciação científica Gustavo da Silva Correa, no período de agosto de 1994 à janeiro de 1996. O autor desta dissertação efetuou o projeto e a montagem do aparato experimental, bem como sua calibração e testes iniciais. Foram usadas duas salas; sendo que na primeira estavam os controles e instrumentos de leitura e na segunda, a cavidade experimental, a caixa isolada de conexão dos termopares e o banho de gelo. Esta segunda sala permaneceu fechada durante os testes e, com o uso de um aparelho de ar-condicionado, a temperatura ambiente foi mantida praticamente constante ao longo de cada dia.

As variáveis controladas foram: a vazão de ar e a potência elétrica dissipada. O controle da vazão foi feito através da válvula de agulha, com base nas leituras das colunas d'água dos manômetros. A potência elétrica dissipada foi regulada na fonte de potência, com base nos valores de tensão no resistor e tensão no Shunt. Em geral, eram necessárias de seis a oito horas até que fosse atingida a condição de regime permanente, indicada pelas tensões dos termopares. Os dados de saída da experiência, anotados periodicamente no decorrer do período transiente, foram: tensões nos termopares na parede de alumínio (1 a 7), tensões dos termopares na entrada de ar (8 e 10), tensão no termopar do banho de gelo (9), tensão no resistor e no Shunt, tensões dos termopares instalados nas tampas (5 na tampa de diâmetro 9,75 cm e 3 na tampa de diâmetro de 7,1 cm), pressão atmosférica e altura das colunas de água dos manômetros. As condições de regime permanente eram consideradas satisfeitas quando no período de uma hora as temperaturas lidas da parede aquecida eram as mesmas, com tolerância de 0,05°C.

3.4 **Redução da Medidas Experimentais**

3.4.1 **Objetivo**

Os parâmetros de interesse na transferência convectiva de calor foram obtidos a partir das medidas dimensionais efetuadas.

3.4.2 **Cálculo dos Parâmetros de Interesse**

A temperatura média da parede do cilindro interno de alumínio foi obtida da média aritmética das temperaturas dos sete termopares embutidos nela.

$$T_{wi} = \frac{(T1 + T2 + T3 + T4 + T5 + T6 + T7)}{7} \qquad (3.1)$$

Estes sete termopares foram espaçados uniformemente ao longo do comprimento axial do cilindro. Nos testes efetuados, a temperatura da parede aquecida sempre diminuiu da base

para o topo do cilindro, mas nos casos extremos a diferença entre as temperaturas T1 à T7 foi sempre inferior à 1°C.

As leituras das tensões termoelétricas (mV) dos termopares foram transformadas em valores de temperatura (°C) através de tabela fornecida pelo fabricante de fios, com intervalo de 1°C. Foi feito um ajuste de curva a partir dos pontos da tabela na faixa de 10°C até 50°C. A equação que melhor se aproximou dos pontos da tabela foi a de potência:

$$T(°C) = [\text{tensão(mV)}]^{0,988028}.24,970545 \tag{3.2}$$

A corrente elétrica (A) d.c. através da resistência embutida no cilindro foi obtida a partir da tensão e da constante de calibração do Shunt:

$$I = 0.040733(A/mV).V_{sh}(mV) \tag{3.3}$$

A potência elétrica (W) dissipada foi obtida através da tensão na resistência (V) e da corrente elétrica no circuito:

$$q_{dissip.} = V_{res}\,(V).I\,(A) \tag{3.4}$$

As diferenças de pressão (Pa) através da placa de orifício e da tomada à montante da placa em relação à atmosférica, foram obtidas respectivamente através das equações (3.5) e (3.6):

$$p_{u-d} = \rho_{H2O}\,(kg/m^3).9,807\,(m/s^2).\Delta h(p_{u-d})(m) \tag{3.5}$$

$$p_{u-atm.} = \rho_{H2O}\,(kg/m^3).9,807\,(m/s^2).\Delta h(p_{u-atm})(m) \tag{3.6}$$

O parâmetro dimensional de interesse foi a vazão mássica (kg/s). Os parâmetros adimensionais calculados foram o número de Reynolds com base na placa de orifício (Re_{do}), o número de Reynolds com base no diâmetro hidráulico do duto anular (Re_{Dh}), o número de

Nusselt médio (Nu) e o número de Grashoff. Os dois números de Reynolds mencionados foram definidos através de:

$$Re_{do} = \frac{4\dot{m}}{\mu in \cdot \pi \cdot dorif.} \tag{3.7}$$

$$Re_{Dh} = Re\,do \cdot \left(\mu in / \mu m\right) \frac{do}{Do + Di} \tag{3.8}$$

A razão entre as viscosidades dinâmicas do ar na equação (3.8) levou em conta o seu aquecimento ao longo do escoamento. As propriedades do ar foram então avaliadas na temperatura média estimada de mistura do ar no duto anular.

Os valores de viscosidade foram obtidos pela fórmula de Sutherland [1]:

$$\mu = \frac{1{,}458 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{T}}{1 + \frac{110{,}4}{T}} \tag{3.9}$$

onde: T é expresso em K

μ é expresso em (N . s)/m^2

A taxa de transferência convectiva de calor foi obtida pela diferença entre a potência elétrica dissipada e a taxa de transferência de calor devido a perdas. As perdas de calor ocorreram por radiação, condução através da base e topo e condução pelos fios que estavam ligados ao cilindro interno. A parede do cilindro externo foi pintada de preto fosco, a fim de se diminuir ao máximo a sua refletividade. A emissividade hemisférica global desta tinta preta empregada na montagem foi medida experimentalmente (Prof. Altemani, comunicação pessoal) e o valor médio obtido foi ε=0,89. A emissividade da superfície do cilindro de alumínio também foi medida experimentalmente, como detalhado no Apêndice B, obtendo-se o valor ε=0,22.

Na estimativa das perdas por radiação o cilindro aquecido foi dividido em três regiões: superior, interna e inferior, como indicado na figura 3.7. A região interna teve o mesmo comprimento para todas as configurações de montagem (L=21,66cm), enquanto que as regiões superior e inferior dependeram da altura de entrada de ar, h_e. Nas configurações em que h_e = 6.2cm, a região superior não existiu e a região L teve comprimento 19,2cm. Cada uma destas 3 regiões trocou calor por radiação de uma forma distinta, por isso optou-se pela divisão do cilindro de alumínio em zonas.

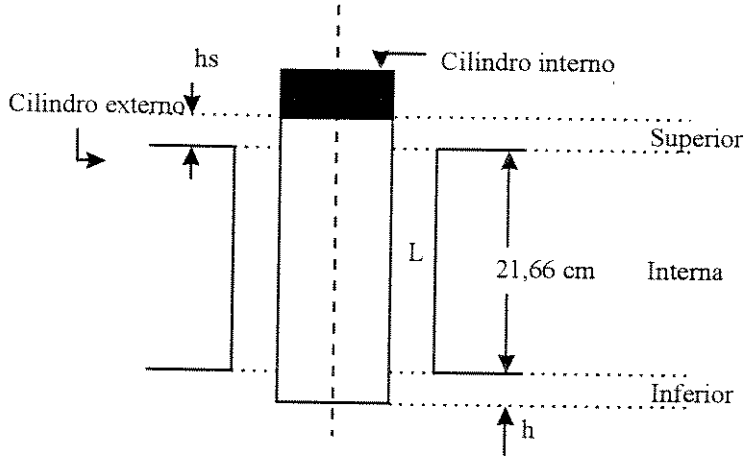

Figura 3.7 -Estimativa das perdas de calor por radiação

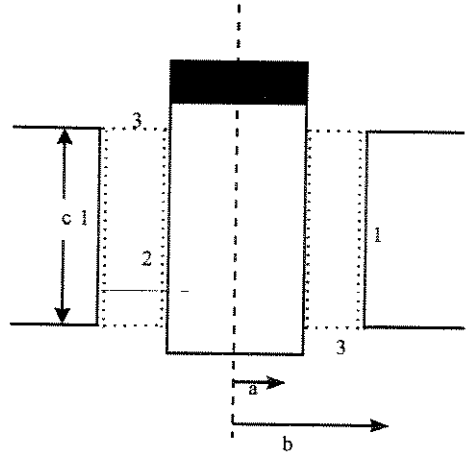

Figura 3.8 - Estimativas de Perdas

A análise da troca de calor radiativa pela região interna dependeu do cálculo dos fatores de forma envolvidos. Foram definidas três superficies, como mostra a figura 3.8, onde "2" indica a superfície do cilindro aquecido, "1" a superficie interna da tampa e "3" definida pelas

duas seções anulares de entrada e de saída do ar. A superfície "3" é uma superfície virtual, assumida como corpo negro na temperatura ambiente nos cálculos efetuados. A fração de radiosidade das superfícies cilíndricas "1" e "2" que atravessou essa superfície, foi dirigida para as paredes do laboratório ou para a caixa de plenum na entrada de ar. Considerou-se que estas duas regiões estivessem sempre na temperatura ambiente e que a radiação recebida por elas não retornasse para as superfícies "1" ou "2". Dessa forma, a emissividade $\varepsilon_3=1$ e a refletividade $\rho_3 = 0$ (pois $\rho = 1 - \varepsilon$).

As fórmulas algébricas usadas para o cálculo dos fatores de forma F_{1-2} e F_{1-1} foram obtidas de Sparrow e Cess, 1970.

O fator de forma F_{2-1} foi obtido da relação de reciprocidade:

$$F_{2-1} = F_{1-2} \cdot A_1 / A_2 \tag{3.10}$$

Finalmente, F_{1-3} foi obtida da propriedade da soma dos fatores de forma de uma superfície de cavidade:

$$F_{1-3} = (1-F_{1-2}-F_{1-1}) \tag{3.11}$$

Com os valores de T_1, T_2, T_3 conhecidos, além de todas as propriedades térmicas e geométricas, o circuito térmico equivalente da radiação térmica foi resolvido, obtendo-se finalmente a estimativa da taxa de perda de calor por radiação da superfície cilíndrica aquecida:

$$Q_{rad\,2} = \frac{E_{b2} - J_2}{\left(\frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 \cdot A_2}\right)} \tag{3.12}$$

A estimativa da troca radiativa de calor pelas regiões "superior" e "inferior" da superfície aquecida foi considerada da maneira descrita a seguir. Assumiu-se, para efeito de simplificação, que a região superior só trocou calor radiativo com o ambiente da sala,

considerado como corpo negro a uma temperatura igual a T_{in} (mesma temperatura de entrada do ar na caixa de plenum). Consequentemente, o cálculo da perda radiativa da região superior se resumiu a seguinte equação:

$$Qrad\ sup. = \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot A\ sup.\left(Tw^4 - Tin^4\right) \tag{3.13}$$

onde ε_2= emissividade do cilindro de alumínio (ε_2=0.22);

$A_{sup.}$= área da região superior (varia conforme a altura h).

De modo análogo, foi considerado que a região inferior somente trocou calor radiativo com a caixa de plenum, um corpo negro a temperatura T_{in}:

$$Q_{rad\ inf.} = \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot A_{inf.}\left(T_w^4 - T_{in}^4\right) \tag{3.14}$$

onde $A_{inf.}$= área da região inferior.

Foram estimadas também as perdas associadas a condução. No topo do cilindro de alumínio da montagem experimental foi colocado um disco de material isolante. Utilizando o valor de condutividade térmica de borracha mole ('soft rubber') obtido em Incropera e De Witt, 1990, considerando que o disco possui temperatura T_{in} na superfície superior (temperatura igualada a temperatura da sala) e temperatura T_w na parte inferior (pois ele está em contato com o cilindro aquecido), obtive-se:

$$Qcond_{topo} = \frac{k_{rubber}\left(\pi \cdot r_{cil}^{\ 2}\right) \cdot \left(T_w - T_{in}\right)}{L} \tag{3.15}$$

onde: k_{rubber} = condutividade do disco de borracha = 0.13 W/m.K;

rcil. = raio externo do cilindro de alumínio = 25.4 mm;

L = espessura do disco de borracha = 2 cm.

O cilindro de alumínio também transmitiu calor, por condução, para a base de madeira sobre a qual ele se apoiou. Esta base foi constituída por um disco ranhurado na região que fica

em contato com o cilindro, de modo que a área de troca de calor foi reduzida. Considerou-se avaliar esta perda como aquela de um contato anular de área igual a seção do cilindro aquecido, através da espessura do disco de madeira, com 1 cm de espessura:

$$Qcond_{base} = \frac{k_{wood}\left(\pi\left(r^2_{cil.}-(r_{cil.}-e)^2\right)\right)\cdot(T_w - T_{in})}{L_{base}} \tag{3.16}$$

onde: k_{wood} = 1.2 W/m.K = condutividade térmica da madeira mole ("soft wood");

L_{base} = espessura da base = 1 cm;

e = espessura do cilindro de alumínio = 8.5 mm.

A última forma considerada de perdas por condução nesta abordagem foi a condução através dos fios de termopares e dos fios que foram conectados à resistência elétrica, que foram feitos de cobre. Os termopares foram compostos por dois tipos de fios: chromel e alumel, com condutividades térmicas distintas. Estas perdas foram estimadas através da seguinte equação:

$$\mathrm{Qcond}_{fio} = k\left(\frac{\pi\cdot d^2_{fio}}{4}\right)\frac{\left(T_w - T_{caixa}\right)}{L_{fio}}\cdot n \tag{3.17}$$

onde: k = condutividade do fio ($k_{Chromel}$ = 12 W/m.K, k_{Alumel} = 22 W/m.K e k_{Cobre} = 400 W/m.K);

d_{fio} = diâmetro do fio ou termopar;

T_{caixa} = temperatura da caixa de conectores;

L_{fio} = comprimento de fio (até a placa de conectores);

n = número de fios (7 Chromel, 7 Alumel e 2 de Cobre).

Com todos estes valores de perdas somados, obteve-se a taxa total de perdas de calor, q_{per}. A taxa de transferência convectiva de calor q_{conv} foi obtida subtraindo q_{per} do valor de q_{dissp} (eq. 3.4), que foi a taxa de calor dissipado na resistência embutida no cilindro de alumínio. O coeficiente convectivo médio de troca de calor (W /(m^2K)) foi então calculado através de:

$$\bar{h} = \frac{q_{conv.}}{Acil.(Tw - Tin)} \tag{3.18}$$

onde: Acil = área lateral do cilindro de alumínio.

O número de Nusselt médio foi obtido com base no diâmetro hidráulico da seção anular da cavidade ($D_h = D_o - D_i$):

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}}{k_f} \cdot D_h \tag{3.19}$$

O valor da condutividade térmica do ar (W/m.K) foi obtido através da seguinte equação, fornecida por FOX e McDONALD, 1988:

$$k_f = \frac{2{,}646.10^{-3} \cdot \sqrt{T}}{1 + \frac{245}{T}.10^{\left(-12/T\right)}} \tag{3.20}$$

Para verificar a influência da convecção natural, o número de Grashoff foi calculado através da seguinte expressão:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta(T_w - T_{in}) D_h^{\,3}}{\upsilon^2} \tag{3.21}$$

onde o parâmetro ν foi obtido da seguinte equação:

$$\upsilon = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu}{\left(p_{atm}/R \cdot T\right)} \tag{3.22}$$

Os cálculos relativos à redução de dados experimentais obtido em laboratório foram agrupadas em um programa de computador em linguagem Visual Basic (usando o Visual Basic 3.0 - Professional Edition).

3.4 **Análise de incerteza das medidas experimentais**

Objetivo: Esta análise teve como meta a apresentação adequada dos resultados experimentais, além de servir de ferramenta de auxílio na análise das medidas, bem como no projeto e na seleção da instrumentação.

Moffat, 1982, sugere um modelo de programa para cálculo de incertezas experimentais ("Jitter Program") baseado no próprio programa de redução de dados. Este programa, basicamente, aproxima as derivadas parciais necessárias ao cálculo das incertezas de maneira numérica. São adicionados, de forma sequencial, pequenos incrementos aos valores nominais (ou de leitura) das variáveis independentes do problema considerado. O fluxograma do "Jitter Program" está representado na figura 3.8. Este procedimento de cálculo das incertezas experimentais foi implementado no programa de redução de dados.

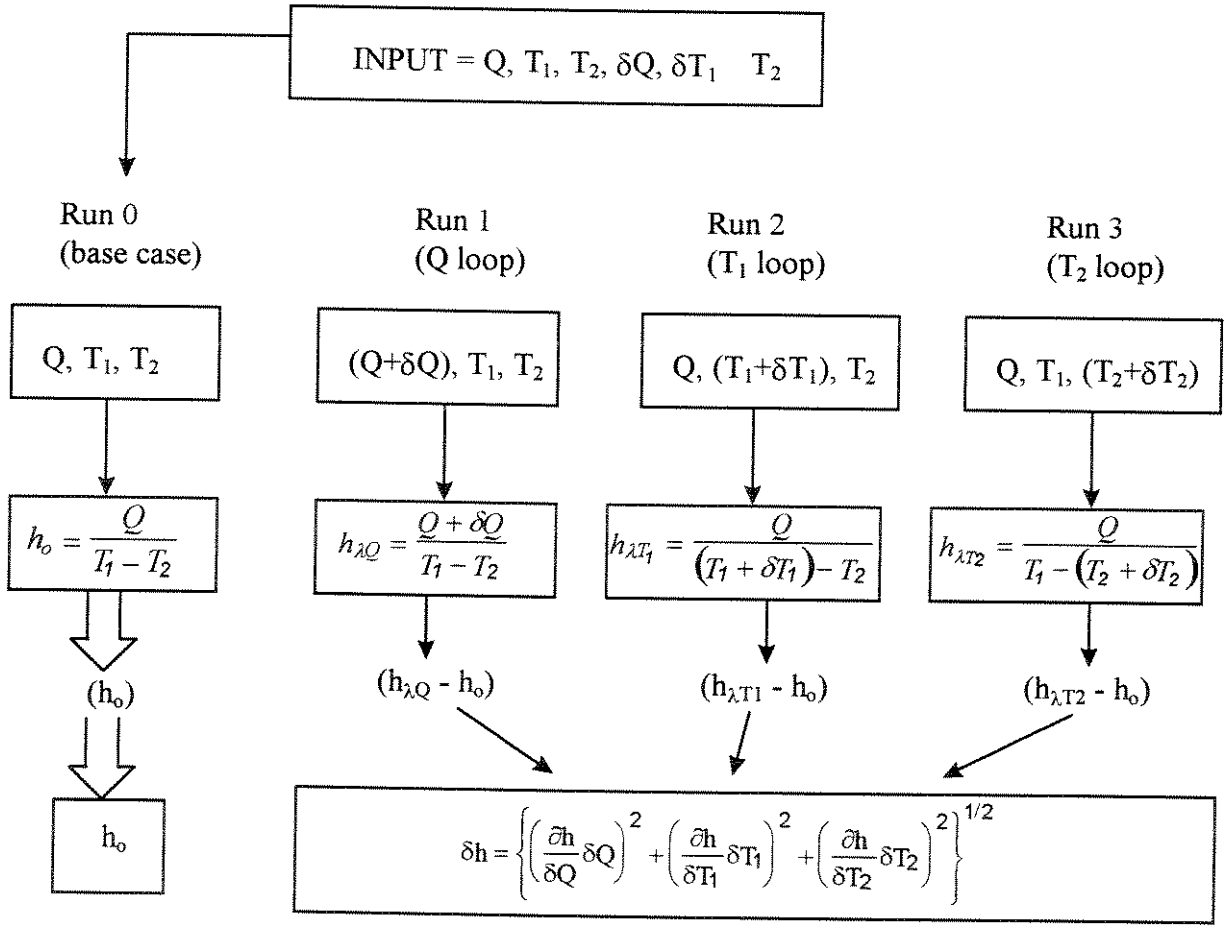

Figura 3.8 Fluxograma do Jitter Program

As incertezas estimadas das variáveis medidas, com 95% de confiança, são indicadas na Tabela a seguir. Estas incertezas foram estimadas com base na instrumentação utilizada e na experiência adquirida no processo de coleta das medidas experimentais.

Tabela 3.1 - Incertezas das Medidas Experimentais

Variável	Incerteza
Potência	0,2 W
Temperatura	0,2 °C
$P_{atm.}$	2 mbar
$\Delta P_{man.}$	5% ΔP

A partir destes valores estimados para as variáveis medidas, o programa de redução de dados calculou também as incertezas estimadas dos resultados experimentais. Para o número de Reynolds, a incerteza calculada foi da ordem de 5 por cento, enquanto que para o número de Nusselt a incerteza obtida foi da ordem de 10 por cento do valor medido. Assumindo os valores nominais do número de Reynolds, as incertezas das medidas de Nusselt para todos os casos são indicadas no Capítulo 5, nas figuras comparativas entre resultados experimentais e simulação numérica. A linha central indica em cada caso a correlação do conjunto das medidas e as duas linhas auxiliares indicam os limites estimados das incertezas experimentais.

3.5 **Resumo do Capítulo.**

Medidas foram efetuadas numa montagem experimental para determinar a taxa de transferência convectiva de calor na região de entrada de um duto de seção anular. Um escoamento de ar era forçado, em regime laminar permanente, entrando radialmente na base do duto e saindo axialmente no topo. Esse duto possuía o cilindro interno aquecido por dissipação de potência elétrica e a superfície externa era recoberta por material isolante. Essa montagem permitiu a tomada de dados com dois diâmetros do cilindro externo e com três alturas da entrada radial de ar. A análise das medidas considerou as correções devidas a perdas por condução e por radiação térmica do cilindro aquecido. Foi efetuada uma análise das incertezas experimentais.

Capítulo 4

Modelagem Teórica

4.1 **Introdução**

Neste capítulo serão vistos os mecanismos de transporte que regem o fenômeno de convecção mista, o equacionamento matemático, a adimensionalização das variáveis utilizadas no problema, o esquema numérico adotado e a formulação das variáveis características de transferência de calor.

4.1.1 **Mecanismos de transporte**

Este trabalho foi baseado no mecanismo de transporte combinando convecção natural e forçada. A convecção forçada foi decorrente de um escoamento forçado de ar na cavidade anular. Já a convecção natural foi decorrente das diferenças de temperatura na região próxima a superfície aquecida. Estas diferenças causaram gradientes de densidade no ambiente e, na presença da gravidade, surgiram efeitos de convecção natural. Do ponto de vista qualitativo, é bom saber em que circunstâncias fenômenos de convecção natural ou forçada são preponderantes, para verificar se um ou outro pode ser desprezado.

O parâmetro que caracteriza a convecção mista é Ra/Re^2 , onde o número de Rayleigh Ra representa a influência da convecção natural e o número de Reynolds Re representa a influência da convecção forçada. O valor limite de $Ra/Re^2 \rightarrow 0$ corresponde ao limite da convecção forçada e $Ra/Re^2 \rightarrow \infty$ corresponde ao limite de convecção natural. O presente trabalho considerou a convecção mista em uma cavidade anular aberta.

4.2 **Modelo matemático**

Todo o equacionamento do problema foi efetuado na geometria cilíndrica, envolvendo as equações de conservação da massa, conservação da quantidade de movimento, conservação de energia e suas condições de contorno, na região de escoamento de fluido.

O sistema de equações foi adimensionalizado de forma conveniente, obtendo-se assim os parâmetros que controlaram a sua solução.

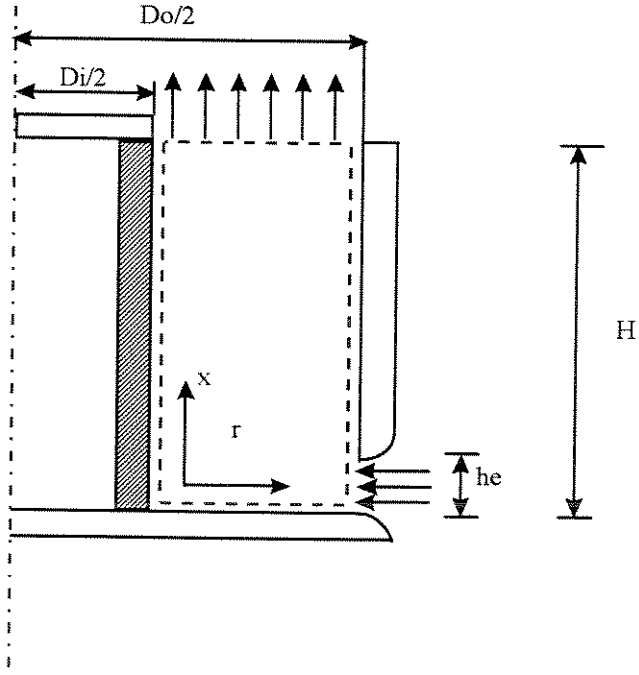

Figura 4.1 - Domínio simulado numericamente.

A figura 4.1 apresenta a região do domínio em estudo. O escoamento forçado de ar penetrou radialmente através de uma abertura na base da parede externa da cavidade, sofrendo em seguida uma deflexão para cima pela presença da parede interna. O ar fluiu ao longo do comprimento da cavidade saindo axialmente através da seção anular superior. A temperatura da superfície interna foi considerada uniforme, enquanto a superfície externa foi considerada adiabática ou com temperatura conhecida de superfície.

4.2.1.**Equações governantes e parâmetros**

Hipóteses assumidas:

escoamento em regime permanente;

transferência de calor radial e axial;

dissipação viscosa desprezível;

escoamento e troca de calor axissimétricas.

A equação da conservação da massa é dada por:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r \cdot v) + \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \tag{4.1}$$

A equação da conservação da quantidade de movimento na direção radial é dada por:

$$\rho\left(v\frac{\partial v}{\partial r} + u\frac{\partial v}{\partial x}\right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r \cdot \frac{\partial v}{\partial r}\right) - \frac{v}{r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}\right] \tag{4.2}$$

Na equação de conservação da quantidade de movimento na direção axial, a convecção natural foi tratada via a aproximação de Boussinesq, isto é, variações de densidade foram consideradas somente na força de empuxo. Neste problema, o termo de empuxo foi obtido da componente axial da equação da quantidade de movimento, combinando as forças gravitacionais e de pressão:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} - \rho g \tag{4.3}$$

A densidade foi relacionada com a temperatura:

$$\rho = \rho_{in} - \rho_{in} g\beta\left(T - T_{in}\right) \tag{4.4}$$

Na equação (4.4) T_{in} indica a temperatura do fluido na entrada da região anular e ρ_{in} a densidade correspondente. A pressão pode ser expressa em termos de pressão modificada definida como:

$$\overset{*}{p} = p + \rho_{in} g x \tag{4.5}$$

Com as equações (4.4) e (4.5), a soma pode ser expressa como:

$$-\frac{\partial \overset{*}{p}}{\partial x}+\rho_{in} g\beta\left(T-T_{in}\right) \tag{4.6}$$

O segundo termo desta expressão indica a força de empuxo no fluido. A partir desta formulação, a densidade foi considerada constante e igual a ρ_{in} em todas as equações, de modo que o subscrito pode ser eliminado. Foi também assumido que todas as propriedades do fluido fossem avaliadas na temperatura média do ar, ou seja, na média aritmética entre a temperatura média da superfície do cilindro interno e a temperatura média de entrada do ar.

Dessa forma, a equação da quantidade de movimento na direção axial tonou-se:

$$\rho\left(u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial r}\right)=-\frac{\partial \overset{*}{p}}{\partial x}+\rho g\beta(T-T_{in})+\mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u}{\partial r}\right)+\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right] \tag{4.7}$$

A equação de conservação de energia é dada por::

$$\rho\cdot c_p\cdot\left(v\frac{\partial T}{\partial r}+u\frac{\partial T}{\partial x}\right)=k\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right] \tag{4.8}$$

4.2.2 **Condições de contorno**

As condições de contorno para as equações (4.1), (4.2), (4.7) e (4.8), foram definidas em todas as fronteiras do domínio indicado na figura 4.1. A superfície da parede cilíndrica externa foi considerada adiabática ou isotérmica para efeito de cálculo. A base da cavidade foi considerada adiabática. A seção de saída da cavidade teve duas considerações, que dependeram dos resultados numéricos. Estes, dependendo dos valores de Re e de Ra, indicaram tanto a ocorrência de um efluxo quanto a ocorrência simultânea de influxo e efluxo de ar na seção de saída da cavidade anular.

As condições de contorno nas fronteiras são mostradas na figura 4.2 e podem ser expressas de forma matemática. Na região de entrada do escoamento, considerou-se um influxo do fluido com velocidade uniforme:

$$r = D_o / 2 \quad e \quad 0 \le x \le h_e \tag{4.9}$$

$$v = vin,\ u = 0,\ T = T_{in} \tag{4.10}$$

Na superficie da parede cilindrica externa, tem-se duas situações. A primeira foi a consideração de superficie adiabática que é dada a seguir:

$$r = D_o / 2 \quad e \quad h_e \le x \le H \tag{4.11}$$

$$v = 0,\ u = 0,\ \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \tag{4.12}$$

A segunda, foi a consideração de superficie com temperatura conhecida, expressa na forma:

$$v = 0,\ u = 0,\ T = T_e(x) \tag{4.13}$$

A superficie da parede cilíndrica interna foi considerada isotérmica e matematicamente torna-se:

$$r = D_i / 2 \quad e \quad 0 \le x \le H \tag{4.9}$$

$$v = 0,\ u = 0,\ T = T_w \tag{4.10}$$

Na base da cavidade, a superficie foi considerada adiabática e matematicamente torna-se:

$$\frac{D_i}{2} \le r \le \frac{D_o}{2}, \quad x = 0 \tag{4.14}$$

$$u = 0,\ v = 0,\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \tag{4.15}$$

Na seção de saída, foram consideradas duas hipóteses, dependentes dos resultados numéricos nesta seção. A primeira considerou difusão nula, ou seja, quando $u > 0$, assumia-se um artificio numérico ($\Gamma = 0$, onde Γ indica o coeficiente de difusão do fluido). Matematicamente tem-se:

$$\frac{D_i}{2} \le r \le \frac{D_o}{2}, \quad x = H \tag{4.16}$$

$$\text{Se } u > 0,\ \frac{\partial v}{\partial x} = 0,\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \tag{4.17}$$

A segunda hipótese foi aplicada quando os resultados numéricos na seção de saída indicaram um refluxo, ou seja, $u < 0$. Neste caso, assumia-se $\Gamma = \Gamma_{fluido}$ e $T = T_{in}$ na interface de saída.

$$\frac{D_i}{2} \leq r \leq \frac{D_o}{2}, \quad x = H \tag{4.18}$$

$$\text{Se } u < 0, \; v = 0, \; \Gamma = \Gamma_{fluido} \text{ e } T = T_{in} \tag{4.19}$$

4.2.3 **Adimensionalização das equações**

As equações que regem o sistema foram adimensionalizadas. As coordenadas r e x foram adimensionalizadas considerando a altura do duto anular vertical, H, como escala. A escolha se deve ao fato de a altura da cavidade ser preponderante na convecção natural, em relação ao diâmetro hidráulico da cavidade anular. Para a adimensionalização das componentes de velocidade u e v, foi utilizada uma velocidade de referência $v_0 = \sqrt{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_{in}) \cdot H}$, onde $(T_w - T_{in})$ corresponde à diferença entre a temperatura da superfície cilíndrica interna do domínio e a temperatura de entrada do fluido. Para a adimensionalização das diferenças de temperatura, foi utilizada a diferença de temperatura máxima do problema, $(T_w - T_{in})$.

A seguir, são mostradas as variáveis adimensionais utilizadas:

$$X = \frac{x}{H} \tag{4.20}$$

$$R = \frac{r}{H} \tag{4.21}$$

$$U = \frac{u}{v_0} \tag{4.22}$$

$$V = \frac{v}{v_0} \tag{4.23}$$

$$P = \frac{\overset{\bullet}{p}}{\rho \cdot v_0^2} \tag{4.24}$$

$$\theta = \frac{T - T_{in}}{T_w - T_{in}} \tag{4.25}$$

$$Pr = \frac{\upsilon}{\alpha} \tag{4.26}$$

$$Ra = \frac{\left[g \cdot \beta \cdot \left(T_w - T_{in}\right)\right] \cdot H^3}{\upsilon \cdot \alpha} \tag{4.27}$$

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi\left(D_o + D_i\right)\mu} \tag{4.28}$$

Substituindo essas variáveis nas equações (4.1), (4.2),(4.6) e (4.7), obtem-se a forma adimensional das equações de conservação.

Equação da conservação da massa:

$$\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(R \cdot V) + \frac{\partial U}{\partial X} = 0 \tag{4.29}$$

Equação da conservação da quantidade de movimento na direção radial:

$$U\frac{\partial V}{\partial X} + V\frac{\partial V}{\partial R} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \sqrt{\frac{Pr}{Ra}}\left[\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial V}{\partial R}\right) - \frac{V}{R^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial X^2}\right] \tag{4.30}$$

Equação da conservação da quantidade de movimento na direção axial:

$$U\frac{\partial U}{\partial X} + V\frac{\partial U}{\partial R} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \theta + \sqrt{\frac{Pr}{Ra}}\left[\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial U}{\partial R}\right) + \frac{\partial^2 U}{\partial X^2}\right] \tag{4.31}$$

Equação da conservação da energia para o fluido:

$$V\frac{\partial \theta}{\partial R} + U\frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{1}{\sqrt{Pr \cdot Ra}}\left[\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial \theta}{\partial R}\right) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2}\right] \tag{4.32}$$

4.2.4. **Condições de contorno adimensionalizadas**

Para o domínio estudado estabeleceram-se as condições de contorno para a fronteira, em termos das variáveis adimensionais utilizadas, conforme indicado na figura 4.2.

A condição de contorno para a superfície cilíndrica interna da cavidade consiste nas velocidade U e V nulas, devido a condição de impermeabilidade da mesma. Quanto à equação de energia, a condição de parede isotérmica implica em $\theta = 1.0$.

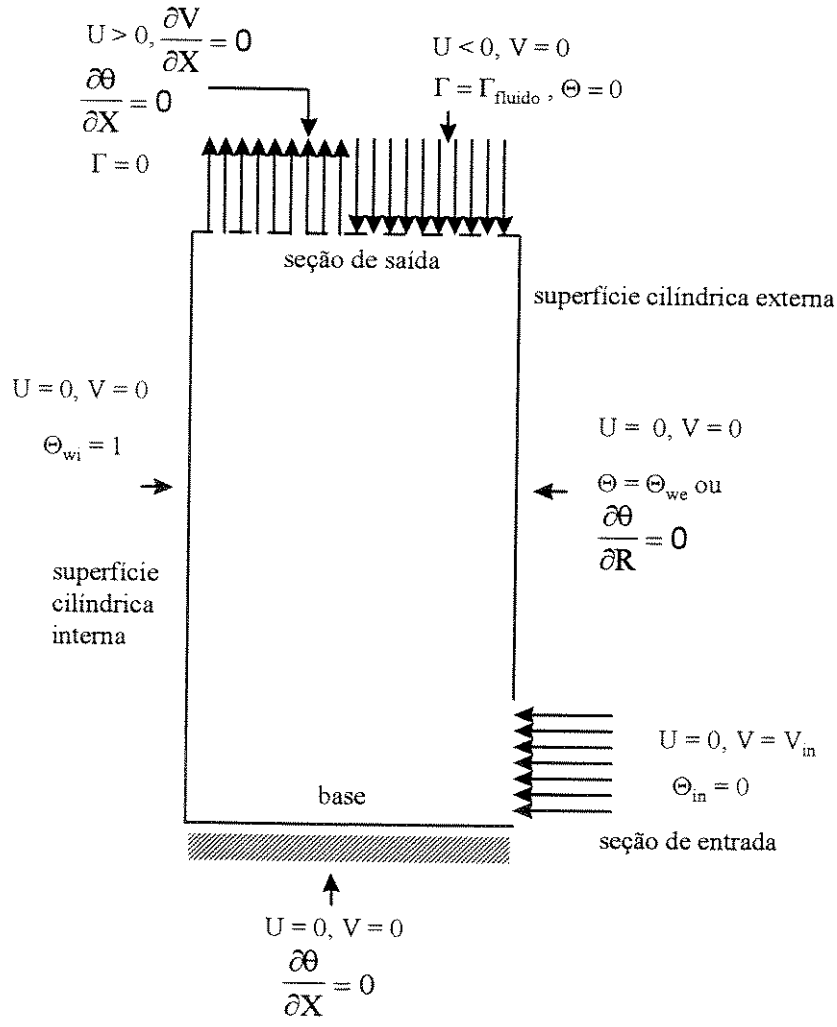

Figura 4.2 - Fronteiras do domínio com as condições de contorno

Para a face cilíndrica externa do domínio, existem duas faixas axiais a serem consideradas. A primeira faixa compreende a entrada do escoamento e a segunda faixa compreende a superfície cilíndrica externa da cavidade. Na primeira faixa, para as equações de movimento foi considerado um perfil de velocidade uniforme radial, ou seja, U=0 e

$V=(v_{in}/v_o)$ e para a equação de energia, $\theta=0$. Na segunda faixa, para as equações de movimento, U e V são nulas devido a impermeabilidade da superfície, enquanto que para a equação de energia foram consideradas duas hipóteses. A primeira considerou a parede adiabática e a segunda admitiu parede com temperatura conhecida.

Para a base da cavidade, devido a impermeabilidade da superfície as componentes de velocidade U e V são nulas, enquanto que para a equação de energia a superfície foi considerada adiabática.

Para a seção de saída, foram consideradas as hipóteses já citadas no ítem 4.2.2. Analogamente, só que de maneira adimensional a primeira hipótese considera que se $U > 0$, o coeficiente de difusão na fronteira de saída será nulo ($\Gamma = 0$) para todas as equações de quantidade de movimento e energia. Esse tratamento decorre da limitação física do domínio de cálculo, que foi tomado na região anular da cavidade, até a seção de saída considerada. A segunda hipótese considera que se $U < 0$, o coeficiente de difusão na fronteira no topo da cavidade anular será o mesmo que no interior do domínio ($\Gamma = \Gamma_{fluido}$) para as equações da quantidade de movimento e da energia. Além disso, considerou-se também que nestes casos o fluido entraria pelo topo da cavidade com a mesma temperatura T_{in} do fluido que entra pela base, pelo fato de ser muito próxima da temperatura ambiente do laboratório. Estes casos ocorreram nas simulações quando a vazão mássica de ar pela base da cavidade era menor do que aquela que saía da cavidade por efeito da convecção natural junto ao cilindro interno aquecido.

4.3. **Esquema Numérico**

Um programa computacional foi implementado para a resolução do sistema de equações adimensionais de conservação através do algoritmo SIMPLE, fazendo-se uso do método iterativo de solução TDMA linha a linha (Patankar, 1981). O esquema da lei de potência (power-law) foi utilizado na discretização dos termos difusivo-convectivos. Os dados de entrada do programa desenvolvido incluiram: a geometria e dados físicos do fluido simulado, além de valores dos parâmetros adimensionais encontrados na formulação adotada..

4.3.1. **Grade do domínio**

Na resolução numérica das equações de conservação, através do método de volumes finitos, foi utilizada uma grade não uniforme, refinada junto as faces interna e externa mais espaçadas no meio do domínio. Na figura 4.3 é mostrada a grade utilizada no domínio de cáculo para a cavidade. O refinamento na direção radial baseou-se em um perfil parabólico. Esse perfil parabólico faz com que o número de volumes de controle na direção radial tenha sua largura reduzida próximo as superfícies interna e externa da cavidade, ao passo que ao se aproximar da linha de centro da cavidade, essa largura tem seu aumento proporcional a uma função quadrática. O refinamento na direção axial ocorre em duas regiões distintas. A primeira região considera um refinamento uniforme na entrada do escoamento de ar. A segunda região é aquela acima da entrada do escoamento de ar e o refinamento da mesma é análogo a direção radial. Este procedimento foi utilizado para analisar as características de transferência de calor nas faces internas do domínio. No anexo é mostrada a listagem da subrotina USER associada ao problema descrito.

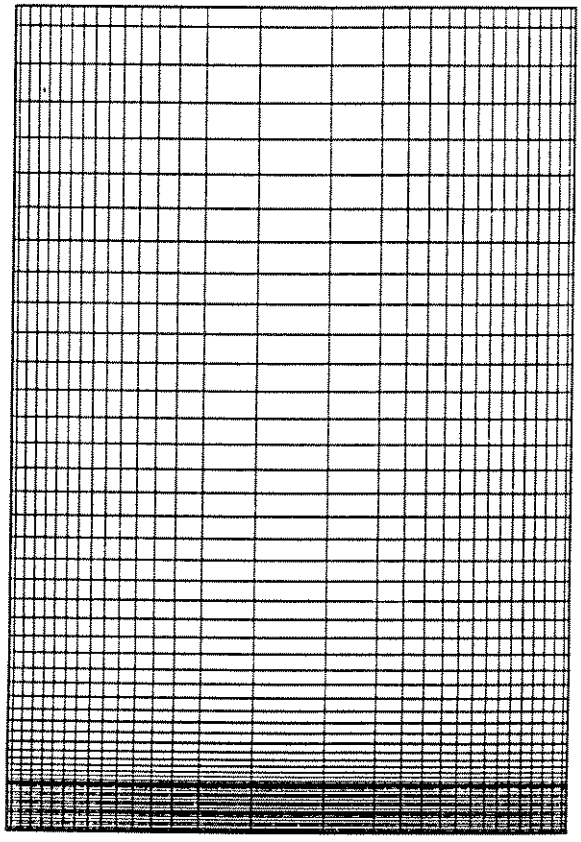

Figura 4.3 Grade do domínio

4.3.2. **Variáveis calculadas no programa computacional.**

A vazão mássica de ar na entrada da cavidade, próxima à base, foi equacionada da seguinte forma:

$$\dot{m} = -\rho \cdot v_{in} \cdot A \tag{4.33}$$

O sinal negativo deve-se ao fato de v_{in} ser negativo na seção de entrada.

Definiu-se uma vazão mássica adimensional como:

$$RM = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot H^2 \cdot v_0} \tag{4.34}$$

A seção de entrada, indicada na figura 4.2, foi subdividida em N segmentos axiais, de forma que o fluxo de massa total, fosse obtido da soma:

$$RM = \sum_{i}^{N} RM_i \tag{4.35}$$

onde RM_i indica a vazão mássica adimensional através de cada segmento axial.

A transferência convectiva de calor na superfície cilíndrica interna foi calculada pela equação:

$$Q_i = -k\Delta A_i \left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_i \tag{4.36}$$

calculada para cada segmento axial i em que ela foi subdividida, de acordo com a grade numérica utilizada.

Definiu-se uma variável adimensional de fluxo de calor como:

$$Q_i^* = \frac{Q_i}{kH\left(T_w - T_{in}\right)} \tag{4.37}$$

Esta variável foi utilizada no balanço de energia para calcular o número de Nusselt médio.

A temperatura média de mistura TB do escoamento foi calculada através de um balanço de energia dentro do domínio estudado. Foram analisados três tipos distintos de volumes de controle para equacionar o TB local, conforme mostra a figura 4.4. No primeiro volume de controle, na base do domínio, não havia escoamento através da superfície inferior, ocorrendo apenas o escoamento de ar na seção de entrada e a taxa de troca de calor na superfície interna da cavidade, conforme indicado na figura 4.5. No segundo tipo de volume de controle, além do escoamento de ar na entrada e a taxa de troca de calor na superfície interna da cavidade, também ocorre o escoamento anular de ar na parte inferior do volume de controle, como indicado na figura 4.6. No terceiro tipo de volume de controle, ao longo da superfície cilíndrica externa, não ocorre escoamento radial de ar, mas apenas o escoamento anular axial e a taxa de troca de calor na superfície cilíndrica interna da cavidade, como indicado na Figura 4.7.

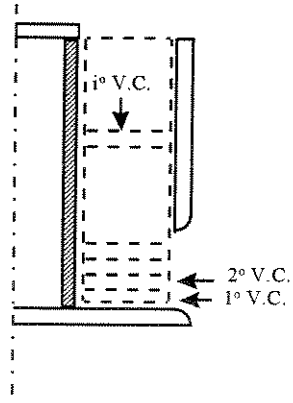

Figura 4.4 Esquema dos volumes de controle

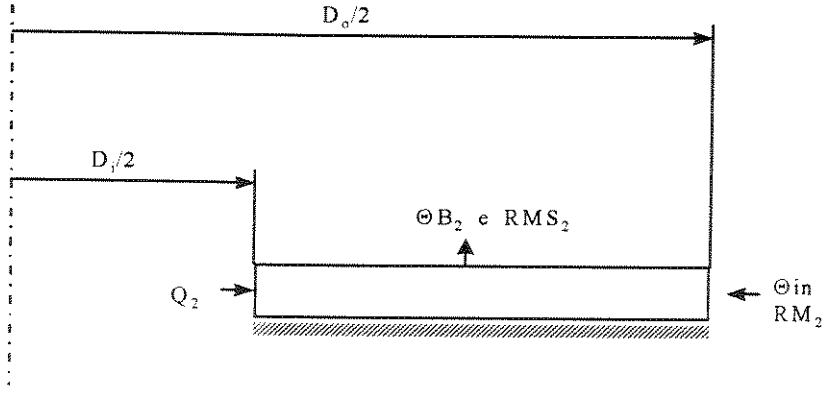

Figura 4.5 Balanço de energia no primeiro tipo de volume de controle

O balanço de massa para o primeiro volume de controle pode ser expresso por :

$$\dot{m}_{s2} = \dot{m}_1 \Rightarrow RMS_2 = RM_2 \tag{4.38}$$

O balanço de energia para o primeiro volume de controle pode ser expresso por:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 c_p \left(T_{b2} - T_{in}\right) \tag{4.39}$$

A partir dessa equação e utilizando as equações, (4.26), (4.27), (4.34) e (4.37), a temperatura adimensionalizada ΘB pode ser expressa por:

$$\theta B_2 = \frac{Q^*_2}{\sqrt{Ra\,Pr} * RM_2} \tag{4.40}$$

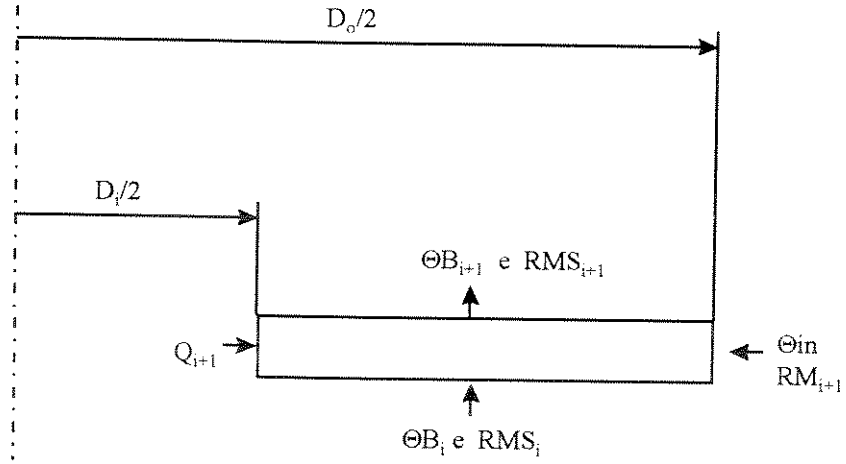

Figura 4.6 Balanço de energia no segundo tipo de volume de controle

O balanço de massa para o segundo tipo de volume de controle pode ser expresso por:

$$\dot{m}_{si+1} = \dot{m}_{si} + \dot{m}_{i+1} \Rightarrow RMS_{i+1} = RMS_i + RM_{i+1} \tag{4.41}$$

O balanço de energia para o segundo tipo de volume de controle é dado por:

$$\dot{Q}_{i+1} = \dot{m}_{si+1} c_p \left(T_{bi+1} - T_{in}\right) - \dot{m}_{i+1} c_p \left(T_{in} - T_{in}\right) - \dot{m}_{si} c_p \left(T_{bi} - T_{in}\right) \tag{4.42}$$

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

Neste caso, a temperatura adimensionalizada ΘB_{i+1} pode ser expressa na forma:

$$\theta B_{i+1} = \frac{Q^{*}_{i+1}}{\sqrt{Ra\,Pr}\,RMS_{i+1}} + \left(1 - \frac{RM_{i+1}}{RMS_{i+1}}\right)\theta B_i \tag{4.43}$$

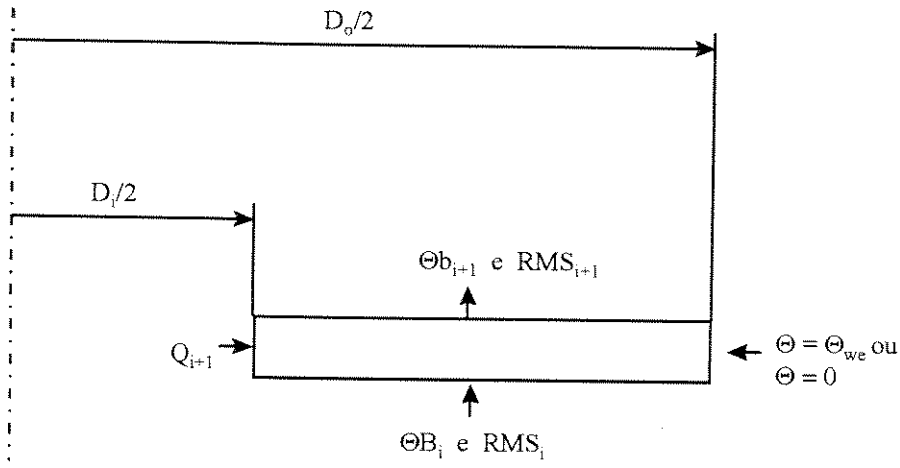

Figura 4.7 Balanço de energia no terceiro tipo de volume de controle.

O balanço de massa para o terceiro tipo de volume de controle pode ser expresso por:

$$\dot{m}_{si+1} = \dot{m}_{si} \Rightarrow RMS_{i+1} = RMS_i \tag{4.44}$$

O balanço de energia para os volumes de controle do terceiro tipo é dado por:

$$Q_{i+1} = \dot{m}_s c_p \left(T_{bi+1} - T_{bi}\right) \tag{4.45}$$

Neste caso, a temperatura adimensionalizada ΘB_{i+1} é dada por:

$$\theta_{B_{i+1}} = \frac{Q^{*}_{i+1}}{RMS_{i+1}\sqrt{Ra\,Pr}} + \theta_{B_i} \tag{4.46}$$

4.3.3. **Entrada de dados no programa**

As variáveis de entrada no programa computacional são apresentadas a seguir.

A geometria do problema foi fundamental para os cálculos e os parâmetros utilizados foram: o diâmetro externo da superfície cilíndrica externa (D_e), o diâmetro interno da superfície cilíndrica interna (D_i), a altura da cavidade (H) e a altura da entrada de escoamento de ar (h_e).

O número de Reynolds é dado por:

$$\mathrm{Re} = \frac{4\dot{m}}{\pi\left(D_o + D_i\right)\mu} \tag{4.47}$$

A partir da equação (4.47) e utilizando as equações (4.21), (4.26), (4.27) e (4.34), o número de Reynolds em função dos parâmetros do problema em estudo é expresso por:

$$\mathrm{Re} = \frac{4\mathrm{H}}{\pi\left(\mathrm{D_o} - \mathrm{D_i}\right)} * \sqrt{\frac{\mathrm{Ra}}{\mathrm{Pr}}} * \mathrm{RMT} \tag{4.48}$$

O número de Rayleigh, dado pela equação (4.27), baseado na diferença entre a temperatura da parede aquecida e a temperatura de entrada do fluido é o parâmetro mais importante na caracterização da convecção natural que ocorre no interior do duto anular vertical.

O número de volumes de controle nas direções radial e axial: este parâmetro foi obtido após um estudo da malha numérica. Os resultados deste estudo serão apresentados no próximo capítulo. A malha utilizada nos resultados apresentados foi de 55 x 30 volumes de controle respectivamente nas direções X e R.

Temperatura média do ar: este parâmetro foi utilizado para calcular as propriedades do fluido, na temperatura média aritmética entre a temperatura média da superfície cilíndrica interna e a temperatura uniforme do escoamento de ar na entrada da cavidade.

Número de Prandtl: este parâmetro foi utilizado, como visto anteriormente, nas equações adimensionalizadas de conservação da quantidade de movimento e da energia.

4.3.4. **Resultados computacionais**

Os parâmetros que exprimiram os resultados das simulações foram os campos de velocidades, pressão, temperatura e as linhas de corrente. Além disso, foram calculadas as vazões mássicas, as taxas de transferência de calor e as temperaturas médias de mistura adimensionais. Com estes valores foram definidos dois números de Nusselt. O número de Nusselt é um parâmetro adimensional que dá a relação entre a convecção e a difusão de calor no escoamento do fluido. Neste trabalho a dimensão característica do número de Nusselt foi a altura H da cavidade. A primeira definição do número de Nusselt foi baseada na diferença local entre T_w e T_{bi} (x) e a segunda, baseada na diferença de temperatura (T_w - T_{in}). Assim, definiu-se em cada posição axial da grade numérica utilizada, ao longo da superfície cilíndrica interna da cavidade:

$$Nu_{1_i} = \frac{h_i H}{k} \tag{4.49}$$

onde:

$$h_{1_i} = \frac{q_i^{"}}{T_w - T_{bi}}, \tag{4.50}$$

$$q^{"}_i = -k_f \left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_i \tag{4.51}$$

onde q"$_i$ indica o fluxo de calor radial local na superfície cilíndrica interna da cavidade.

O valor de Nu_{1i} foi calculado nas mesmas posições da grade numérica onde foi calculado cada valor do fluxo de calor q"$_i$.

Substituindo (4.50) em (4.49) e adimensionalizando, através das expressões (4.21) e (4.25), obtem-se:

$$Nu_{1_i} = \frac{Q^*_i}{D_i / 2 * \Delta x_i * \left(1 - \theta B_i\right)} \tag{4.52}$$

A temperatura θ_{bi} foi interpolada nos pontos principais, pois o programa computacional utilizado calcula a temperatura média de mistura nas interfaces, como indicado nas figuras 4.5 à 4.7.

O valor médio de Nu_{1i} em toda a cavidade anular foi calculado através de uma média ponderada com os espaçamentos não uniformes Δx_i, sendo fornecido pela equação:

$$Num_1 = \frac{\sum_i Nu_{1_i} \cdot \Delta x_i}{H} \tag{4.53}$$

O segundo número de Nusselt, baseado em $(T_w - T_{in})$ foi fornecido pela equação:

$$Nu_{2_i} = \frac{h_{2_i} \cdot H}{k} \tag{4.54}$$

$$h_{2_i} = \frac{q_i^{"}}{T_w - T_{in}} \tag{4.55}$$

Em termos das variáveis adimensionais do problema:

$$Nu_{2_i} = \frac{Q^* i}{\Delta x_i * D_i / 2} \tag{4.56}$$

O valor médio de Nu_{2i} foi calculado de maneira análoga à Nu_{1i}.

$$\mathrm{Num_2} = \frac{\sum_i \mathrm{Nu_{2_i}} \cdot \Delta \mathrm{x_i}}{\mathrm{H}} \tag{4.57}$$

A equação acima permitiu a comparação dos resultados de simulação com as medidas experimentais.

4.4 **Resumo do Capítulo**

Os resultados da simulação numérica forneceram o campo de velocidades (radial e axial), o campo de pressão, a função de corrente e o campo de temperaturas, todos numa forma adimensional. A variável que foi comparada com as medidas experimentais foi o número de Nusselt médio baseado na diferença de temperatura máxima $(T_w - T_{in})$

Capítulo 5

Resultados e Discussões

5.1. **Introdução**

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais e de simulação do escoamento de ar e da troca de calor na cavidade anular considerada.

Nas medidas experimentais, a faixa de Re_{Dh} ficou compreendida entre 100 e 600. As medidas foram efetuadas, para cada valor de Re_{Dh}, em dois níveis do número de Rayleigh, para averiguar a influência da convecção natural.

5.2. **Estudo da grade para a cavidade**

A fim de se definirem as grades a serem utilizadas nas simulações da cavidade, um estudo de refinamento foi realizado. No primeiro ensaio, considerou-se Re baseado no diâmetro hidráulico da cavidade igual à 100,6 e Ra baseado na diferença de temperatura entre a superficie interna do cilindro e a entrada do ar, igual à 5,88e+06. No segundo ensaio, considerou-se um valor maior para Re_{Dh} e igual à 588,26, enquanto que o número de Rayleigh utilizado foi igual à 5,93e+06.

Foram feitas simulações para várias grades distintas, como mostra a figura 5.1. A grade menos refinada tinha 16 x 30 volumes de controle e 55 x 30 volumes de controle tinha a grade mais refinada. Todas elas foram construídas da maneira descrita no capítulo

anterior. A grade utilizada nos cálculos da simulação numérica foi a de 55 x 30. Esta grade foi usada, pois o a diferença relativa de Nusselt médio entre esta grade e aquela de 60 x30 foi inferior a 1%.

A figura 4.3 do capítulo anterior mostra a distribuição dos volumes de controle nas malhas utilizadas na configuração da cavidade.

5.3 **Critério de convergência**

Foi adotado, como critério de convergência do processo iterativo de resolução das equações de conservação, a exigência de que a diferença entre os valores médios de Nusselt entre uma iteração e a seguinte fosse inferior a 0,001. Nesta condição, os resíduos da equação de conservação de massa para cada volume de controle ficavam em torno de 10^{-07}. O número de iterações necessário para a convergência foi da ordem de 1000.

5.4 **Resultados para a configuração adotada**

A seguir são apresentados resultados experimentais e de simulação para a cavidade em estudo. As simulações foram feitas com base nos parâmetros geométricos da cavidade experimental.

Os valores medidos em laboratório para os números de Reynolds e de Rayleigh foram utilizados nessas simulações. As propriedades do fluido foram avaliadas na temperatura média entre T_w e T_{in}.

Os resultados obtidos nas simulações abrangem as linhas de corrente do escoamento de ar na cavidade, as linhas isotérmicas correspondentes e os valores dos números de Nusselt definidos no capítulo anterior. Para efeito de comparação com os resultados experimentais, apenas os valores de Num_2 serão apresentados.

Na tabela 5.1 é apresentado o resultado de Nu simulado, sendo verificado que o aumento no número de Ra para um determinado Re não varia o valor de Nu. Este resultado indica que na faixa das medidas experimentais, a convecção forçada foi dominante.

Tabela 5.1 - Resultados de Num_2 para Re e Ra

#	Re	Ra	Num_2
1	110	1e+03	3,44
2	110	1e+06	3,44
3	200	1e+03	4,42
4	200	1e+06	4,46
5	400	1e+03	6,05
6	400	1e+06	6,05
7	600	1e+03	7,33
8	600	1e+06	7,33

As tabelas 5.2 e 5.3 mostram que para um determinado Ra e para um determinado número de Re_{Dh} o valor de Num_2 se estabiliza depois que atinge uma malha 55 x 30.

Tabela 5.2 - Num_2 em função da malha para Ra = 5,8847e+06 e Re = 100,6

#	malha	Num_2
1	16x30	3,25
2	32x30	3,33
3	42x30	3,32
4	52x30	3,33
5	55x30	3,33
6	60x30	3,33

Tabela 5.3 - Num_2 em função da malha para Ra = 5,9295e+06 e Re = 588,26

#	malha	Num_2
1	16x30	7,42
2	32x30	7,38
3	42x30	7,24
4	52x30	7,20
5	55x30	7,20
6	60x30	7,20

Nas tabelas 5.4 à 5.9 são apresentados os resultados experimentais de Num_2 e os resultados das simulações correspondentes, em função de Re_{Dh} e de Ra, nas seis séries ensaiadas.

Tabela 5.4 - Série 1 - Geometria De = 9,75 cm e h = 6,2 cm.

#	Re	Ra	Num_2 Sim.	Num_2Exp
1	176	1,6083e+06	6,08	9,46
2	177	9,0968e+06	6,18	9,25
3	250	8,8816e+06	7,16	11,16
4	354	8,7666e+06	8,36	13,08
5	495	1,4984e+07	9,74	15,96
6	507	8,4379e+06	9,84	15,86

Tabela 5.5 - Série 2 Geometria De = 7,1 cm e h = 6,2 cm.

#	Re	Ra	Num_2Sim.	Num_2Ex
1	100	2,0842e+07	3,07	2,75
2	103	6,903e+06	3,09	3,12
3	200	2,2356e+07	4,14	4,04
4	312	2,4529e+07	5,01	5,09
5	466	2,2931e+07	6,00	6,59
6	614	1,9974e+07	6,84	7,90

Tabela 5.6 - Série 3 Geometria De = 7,1 cm e h = 3,2 cm.

#	Re	Ra	Num_2Sim.	Num_2Exp.
1	102	7,6233e+06	3,17	2,95
2	102	1,0057e+07	3,18	2,92
3	209	1,5275e+07	4,31	3,99
4	308	1,6918e+07	5,12	5,00
5	465	2,188e+07	6,13	6,41
6	621	1,2552e+07	7,03	7,74

Tabela 5.7 - Série 4 Geometria De = 9,75 cm e h = 3,2 cm.

#	Re	Ra	$Num_2Sim.$	$Num_2Exp.$
1	106	1,7075e+07	5,24	6,86
2	110	6,9348e+06	5,12	6,55
3	201	1,2915e+07	6,63	8,54
4	295	2,2255e+07	7,86	10,63
5	295	7,9692e+06	7,78	10,89
6	347	9,0234e+06	8,37	11,62
7	450	8,6071e+06	9,39	13,45
8	595	1,8551e+07	10,80	15,50
7	596	5,2045e+06	10,80	15,55

Tabela 5.8- Série 5 Geometria De = 9,75 cm e h = 1,2 cm.

#	ReDh	Ra	$Num_2Sim.$	$Num_2Exp.$
1	108	6,1878e+06	5,64	6,53
2	108	1,4184e+07	5,82	7,22
2	167	7,4557e+06	6,82	7,81
3	296	1,7022e+07	8,98	10,05
4	296	6,906e+06	8,9	9,56
5	446	6,9551e+06	10,83	12,27
6	601	6,3606e+06	12,56	14,58

Tabela 5.9 - Série 6: Geometria De = 7,1 cm e h = 1,2 cm.

#	Re	Ra	$Num_2Sim.$	$Num_2Exp.$
1	100	5,8847e+06	3,30	3,07
2	100	1,7336e+07	3,34	2,95
3	163	7,2221e+06	4,06	3,55
4	167	1,6640e+07	4,12	3,62
5	299	1,3759e+07	5,34	4,54
6	299	7,8464e+06	5,34	4,83
7	448	6,562e+06	6,40	5,91
8	444	1,5728e+07	6,36	5,80
9	588	5.9295e+06	7.24	7,17

Verificou-se inicialmente que a influência de Ra na faixa experimental ensaiada foi muito pequena. Isto pode ser verificado na Tabela 5.9, que apresenta dois resultados com Ra distintos para cada valor de Re. A limitação do valor de Ra deveu-se ao fato que a temperatura máxima do cilindro aquecido da cavidade não podia ultrapassar 50 °C devido a presença do tubo de PVC interno. Desta maneira, apenas os resultados experimentais da série 6 foram simulados na sua totalidade. Os resultados experimentais das demais séries foram simulados utilizando-se então apenas um único valor de Ra das medidas experimentais para cada valor de Re.

Observa-se também que o valor de Nusselt sempre aumentou com o valor de Re, indicando a influência marcante da convecção forçada, tanto nas medidas experimentais quanto nas simulações.

Observa-se finalmente que quanto menores a altura he da entrada do escoamento de ar e o diâmetro da superfície cilíndrica externa da cavidade, as simulações aproximaram-se melhor dos resultados experimentais de Nu.

Quanto a ordem de grandeza das perdas térmicas, observou-se que a parcela devido a radiação comportou-se do seguinte modo para tres séries distintas:

Para o diâmetro externo de 9,75 cm e altura da entrada de escoamento de ar igual a 3,2 cm, a razão entre a perda de calor por radiação e o calor total dissipado variou de 13 até 25 por cento;

Para o diâmetro externo de 9,75 cm e altura da entrada de escoamento de ar igual a 1,2 cm, a razão entre a perda de calor por radiação e o calor total dissipado variou de 13 a 24 por cento.

Para o diâmetro externo de 7,1 cm e altura da entrada de escoamento de ar igual a 1,2 cm, a razão entre a perda de calor por radiação e o calor total dissipado variou de 12 a 21 por cento.

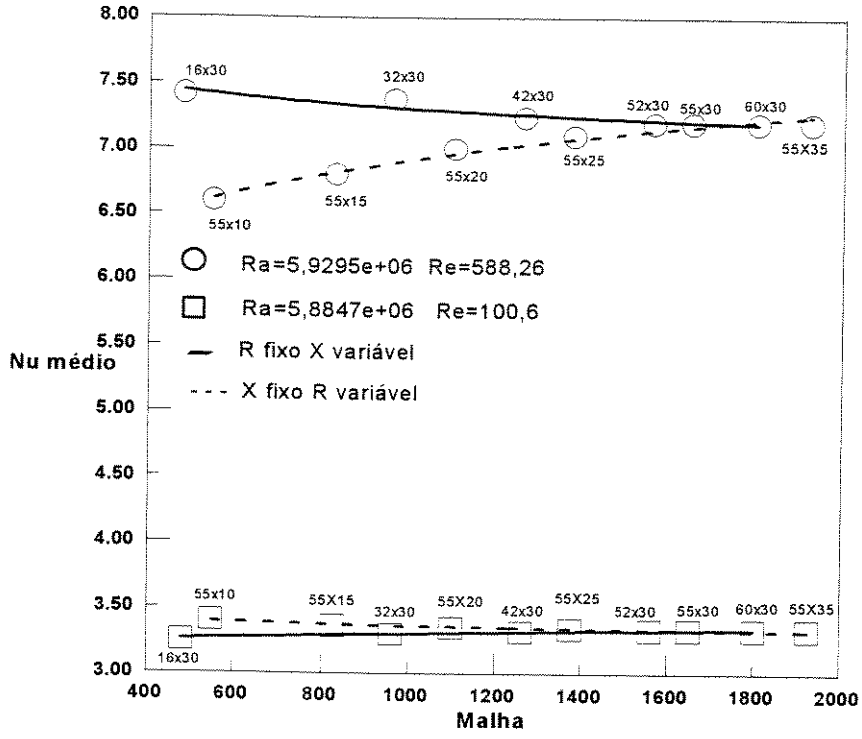

Figura 5.1 - Nu médio x malha

A fim de se verificar a influência de Ra na faixa experimental para vários números de Re, foi levantada a figura 5.2, com as propriedades do ar tomadas a 300 K. O mesmo mostra que a convecção natural, caracterizada pelo parâmetro Ra praticamente não altera os resultados da convecção forçada, que é caracterizada por Re. Devido à limitação experimental mencionada, não foi possível efetuar medidas com valores mais elevados de Ra. A nível de simulação, em princípio seria possível considerar valores de Ra mais elevados, mas o regime laminar poderia deixar de ser válido e desta maneira, não foram considerados.

Os resultados de simulação mostrados na Figura 5.2 foram obtidos inicialmente com um tratamento de parede cilíndrica externa adiabática. Posteriormente os mesmos resultados foram obtidos considerando essa parede isotérmica com $\theta_{we} = 0,1$. Esse valor corresponde a uma temperatura acima daquela que foi medida nos testes experimentais para essa parede, aquecida por efeito de radiação. Dessa forma, o seu tratamento como parede adiabática não afetou os resultados de Num_2.

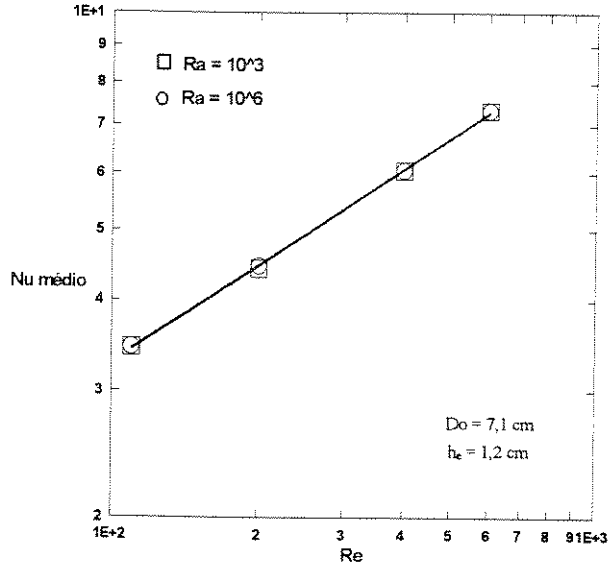

Figura 5.2 - Nu médio x Re

Os resultados experimentais e de simulação da série 1 são mostradas no gráfico 5.3. As diferenças entre os valores experimentais e os valores da simulação para o número de Nusselt médio estão entre 20% e 30%. Essa discrepância, além da incerteza experimental de 10%, ocorreu quando a geometria utilizada consistiu do maior diâmetro e das maiores alturas de entrada do escoamento de ar.

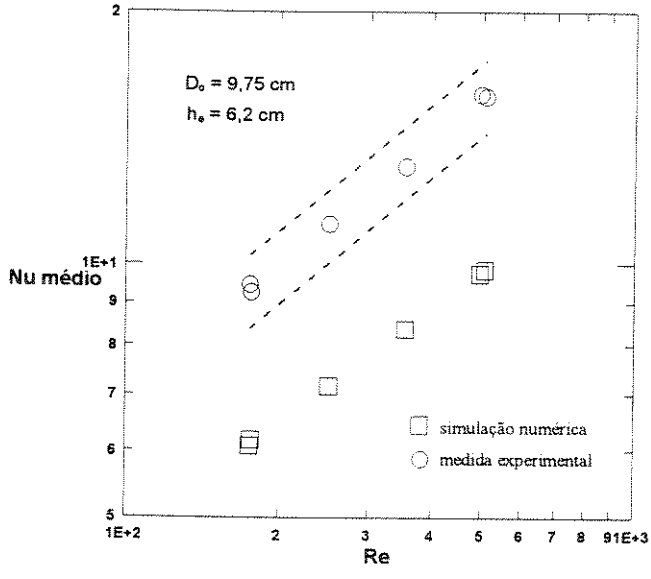

Figura 5.3 - Num_2 x Re (série 1)

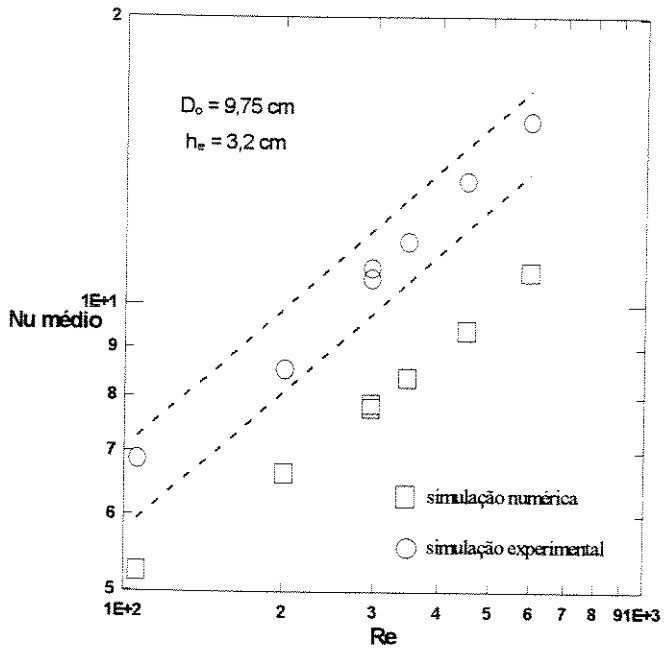

Figura 5.4 - Num_2 x Re (série 4)

Os resultados experimentais e da simulação da série 4 são mostradas no Figura 5.4. As diferenças entre os valores experimentais e os valores da simulação para o número de Nusselt médio estão na faixa de 10% a 20%. Verifica-se que essas diferenças são menores que aquelas da série 1, associadas a uma altura da entrada do escoamento de ar (h_e = 3,2 cm) menor. Observa-se que nas Figuras 5.3 e 5.4 os valores experimentais de Nu médio foram sempre maiores que os valores das simulações. As simulações foram feitas com a hipótese de regime laminar de escoamento. Pode-se então considerar a hipótese de que talvez nestes casos o escoamento de ar na entrada da cavidade tenha uma característica de regime de transição ou mesmo turbulento, causando então o aumento do valor de Nu médio experimental. Outra hipótese adotada em todas as simulações foi aquela de um perfil uniforme de velocidades na entrada do escoamento de ar na cavidade anular, como indicado na Figura 4.2. O efeito de um perfil não uniforme nesta entrada no valor do número de Nusselt médio não foi investigado.

Os resultados experimentais e da simulação da série 5 são mostradas no Figura 5.5. Esta série é interessante, pois o diâmetro continua sendo o maior (D_e = 9,75 cm), porém a altura da entrada do escoamento de ar diminuiu (h_e = 1,2 cm). As diferenças entre os valores

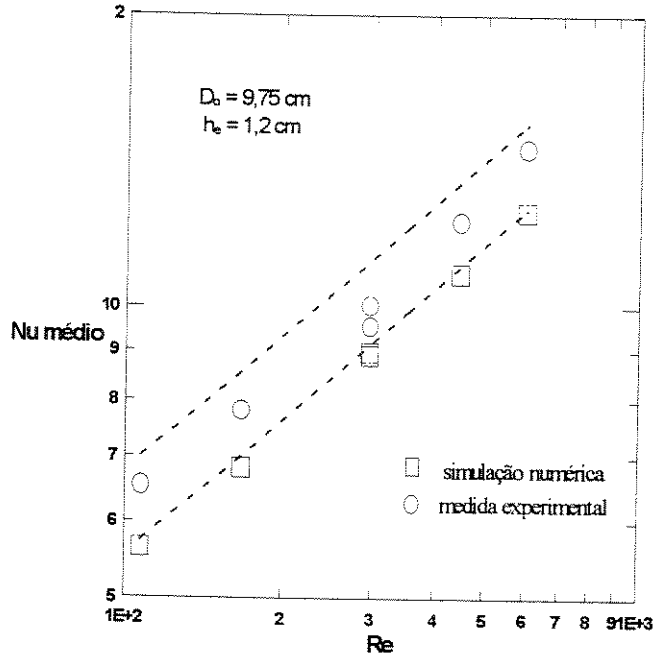

Figura 5.5 - Num_2 x Re (série 5)

experimentais e os valores da simulação para o número de Nusselt médio estão na ordem de 10%, dentro da incerteza experimental. As perturbações do escoamento neste caso podem ter sido mantidas num nível tolerável para o regime laminar do escoamento devido a diminuição da altura de entrada.

Os resultados experimentais e de simulação da série 2 são mostradas no Figura 5.6. As diferenças entre os valores experimentais e os valores da simulação para o número de Nusselt médio estão dentro da incerteza experimental. As duas curvas interceptam-se para Re próximo de 200. Acredita-se que em comparação com a Figura 5.3 esse decréscimo na discrepância, mesmo com a maior altura de entrada do ar (he = 6,2 cm), deve-se ao fato de que nessa série a geometria utilizada consistiu do menor diâmetro da parede externa da cavidade.

Os resultados experimentais e de simulação da série 3 são mostradas no Figura 5.7. As diferenças entre os valores experimentais e os valores da simulação para o número de Nusselt médio estão dentro da incerteza experimental, chegando a se interceptar para Re próximo de 300.

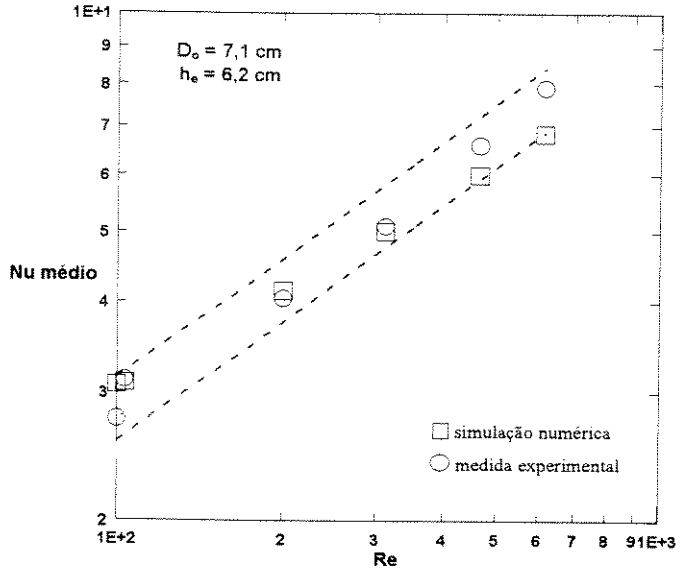

Figura 5.6 - Num_2 x Re (série 2)

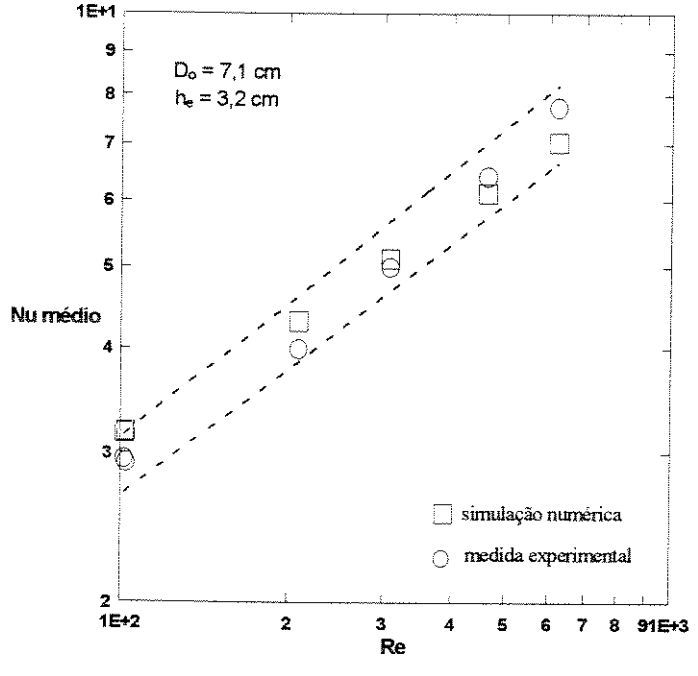

Figura 5.7 - Num_2 x Re (série 3)

Os resultados experimentais e da simulação da série 6 são mostradas no Figura 5.8. As diferenças entre os valores experimentais e os valores da simulação para o número de Nusselt médio também estão dentro da incerteza das medidas experimentais. Neste caso as duas curvas não se interceptam, embora os resultados estejam bem próximos para Re em

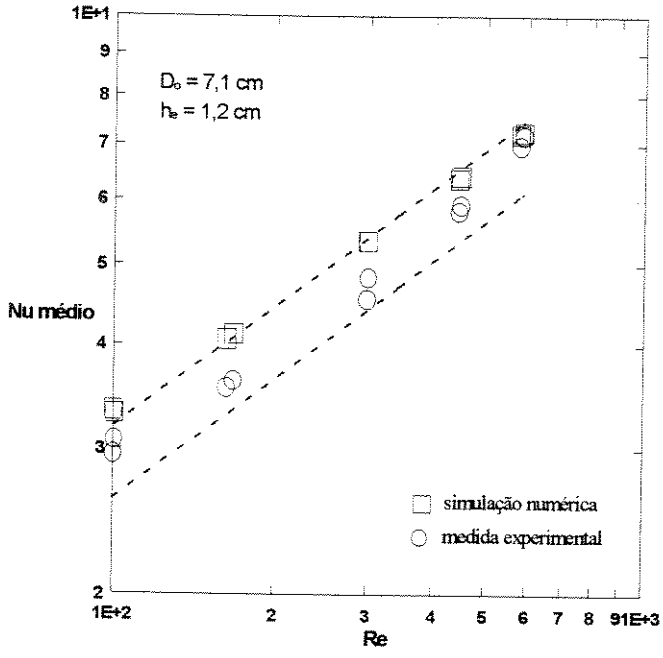

Figura 5.8 - Num_2 x Re (série 6)

torno de 600. Vale mencionar que nas simulações foi sempre considerado que o escoamento de ar entrava radialmente na cavidade, com velocidade uniforme, sem nenhuma componente axial de velocidade.

Para efeito de ilustração do escoamento no interior da cavidade anular, serão apresentadas a seguir dois conjuntos de linhas de corrente e linhas isotérmicas, obtidas das simulações com diâmetro externo da cavidade igual a 7,1 cm.

A Figura 5.9 apresenta essas duas linhas para uma altura de entrada de ar na cavidade igual a 1,2 cm, enquanto que a Figura 5.10 refere-se a uma altura igual a 3,2 cm. Os números de Reynolds e de Rayleigh simulados estão nas próprias figuras. Nota-se a entrada de ar menor na Figura 5.9, em comparação com aquela da Figura 5.10. A curvatura e distribuição das linhas de corrente no interior da cavidade são semelhantes nos dois casos, embora a faixa de seus valores seja bem mais elevado no caso da Figura 5.10, devido a um valor maior de Re. As linhas isotérmicas nos dois casos são de qualidade distinta, por efeito também do valor de Re. Na Figura 5.9, os mesmos valores das isotermas, que abrangem nos domínios a faixa entre zero e um, concentram-se no caso de Re maiores (Figura 5.10) mais próximas à parede cilíndrica aquecida, devido ao escoamento mais intenso junto a ela.

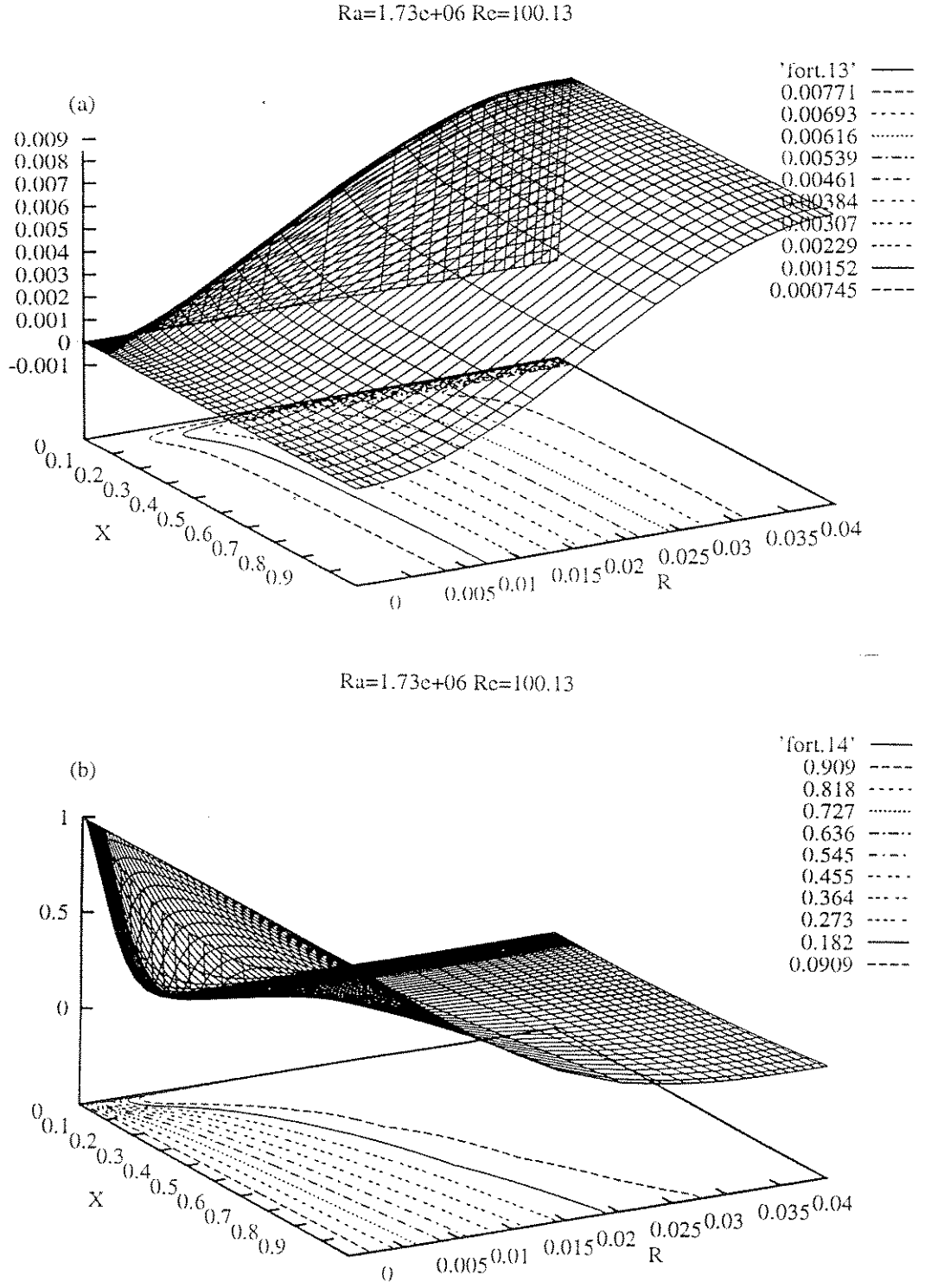

Figura 5.9 Linhas de corrente (a) e isotermas (b) para De = 7.1 cm e he = 1.2 cm

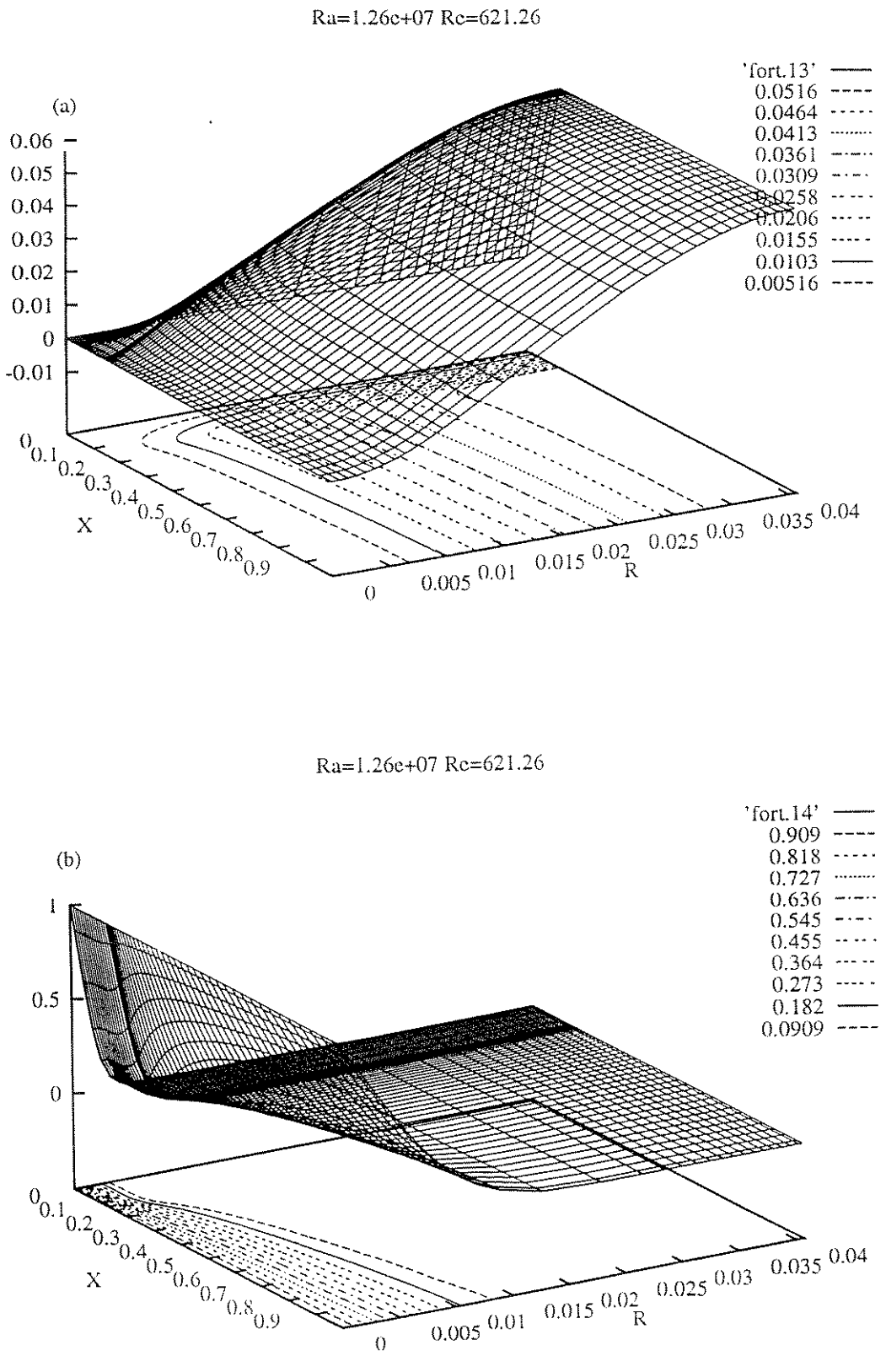

Figura 5.10 Linhas de corrente (a) e isotermas (b) para De = 7,1 cm e he = 3,2 cm

5.5 Resumo do Capítulo

Foram apresentados os principais resultados obtidos da simulação dos resultados experimentais. O número de Nusselt definido para a montagem experimental foi reproduzido nas simulações, para as diversas séries ensaiadas, abrangendo geometrias e números de Re e de Ra distintos. Algumas figuras das linhas de corrente e das linhas isotérmicas obtidos através da simulação foram apresentados e seus resultados comentados.

Capítulo 6

Conclusões e Sugestões para futuros trabalhos

Os resultados obtidos indicaram que na faixa investigada de Re e de Ra, as influências da convecção natural e da altura de entrada de ar não podem ser quantificadas experimentalmente por estarem sempre dentro dos limites de incerteza das medidas. Com relação às geometrias testadas, ficou evidente que o diâmetro maior do cilindro externo implica em maiores taxas de transferência de calor por convecção para o mesmo valor do número de Reynolds. Isto se deve ao fato que para o mesmo valor de Re a vazão mássica através do duto anular aumenta com o diâmetro hidráulico do duto e portanto com o seu diâmetro externo. Com a maior vazão mássica, a temperatura média de mistura do ar ao longo do duto diminui, favorecendo a troca de calor.

Dentro das faixas de Reynolds e Grashoff investigadas neste trabalho e para um mesmo diâmetro de cilindro externo, a transferência de calor na configuração do duto anular depende, basicamente, do número de Reynolds associado ao escoamento.

Os resultados experimentais do número de Nusselt médio definido com base na diferença de temperatura (Tw - Tin) foram reproduzidos de forma adequada pelas simulações para o diâmetro menor da superfície externa da cavidade. Para a superfície com o diâmetro externo maior, apenas a simulação da menor abertura para a entrada do escoamento de ar apresentou boa concordância com as medidas experimentais. Para as duas alturas maiores, houve um desvio crescente entre as medidas e os resultados de simulação, sendo que o escoamento eventualmente pode ter deixado de ser completamente laminar nestes casos.

Devido ao tratamento de velocidade radial uniforme do ar na entrada da cavidade em todos os casos simulados, uma sugestão para trabalhos posteriores pode ser a simulação do escoamento na caixa de plenum a montante da cavidade, que poderia fornecer um perfil de velocidade mais real na sua entrada.

Outra sugestão para trabalhos futuros poderia ser a investigação numérica numa faixa dos parâmetros do problema que enfatizasse o efeito de intensificação que a convecção natural poderia exercer na convecção forçada. No presente trabalho, as simulações foram efetuadas exclusivamente com a intenção de reproduzir a s medidas experimentais efetuadas na montagem.

Referências Bibliográficas

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TECNICAS, Rio de Janeiro. NBR-6023; referências bibliográficas. Rio de Janeiro, 1989. 19p.

AFRID, M, ZEBIB; A Natural convection air cooling of heated components mounted on a vertical wall. *Numerical Heat Transfer*, v.15, part A, p.243-259, 1989.

ALTEMANI, C. A, CHAVES; C. A. Convective cooling of a semiporous open cavity. *ASME Heat Transfer in Eletronics*, HTD - v.111, p. 149-154, 1989.

BURMEISTER, L. C. *Convective Heat Transfer:* J. Wiley & Sons, 3rd. edition, 1983.

CHANG, W. J., CHANG, W. L. Mixed convection in a vertical parallel - plate channel partially filled with porous media of high permeability. *International Journal Heat Transfer*, v.31, n 7, p.1331-1342, 1996.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*: Ed. Guanabara - Koogan, terceira edição, 1988.

HASHIMOTO, K., AKINO, N., KAWAMURA, H.. Simulation of mixed convection heat transfer at the wall of a packed bed. *International Journal of Heat Transfer*, v.33, n 1, p.79-90, january 1990.

HAYES, R. E. Simulation of mixed convection heat transfer at the wall of a packed bed. *Numerical Heat Transfer*, v.17, part A, p.217-230, 1990.

HECKEL, J. J., CHEN, T. S., ARMALY, B. F. Mixed convection along slender vertical cylinders with variable surface temperature. *International Journal Heat Mass Transfer*, v.32, n 8, p.1431-1442, 1989.

HOLMAN, J. P. *Experimental Methods for Engineers*: McGraw Hill, 3rd. edition, 1971.

INCROPERA, F. P., DE WITT, D. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer:*: J. Wiley & Sons, 3rd. edition, 1990.

KLINE, S. J, McCLINTOCK, F.A.. *Describing Uncertainty Analysis for Engineers*: J. Wiley & Sons, 1953.

MANOLE, D.M., LAGE, J. L.. Nonuniform grid accuracy test applied to the natural - convection flow within a porous medium cavity. *Numerical Heat Transfer*, v.23, part B, p.351-368, 1993.

MARNER, W.J., McMILLAN, H. K. Combined free and forced laminar convection in a

1970.

MARTINELLI, R. C., BOELTER, L. M. K.. The analytical prediction of superposed free and forced viscous convection in a vertical pipe. *University of California Publications in Engineering*, v. 5, p.23-58, 1942.

MOFFAT, R.J.. Contributions to the Theory of Single Sample Uncertainty Analysis. ASME *Journal Fluids Engineering*, v.104, p.250-260.

MURALIDHAR, K. Mixed convection flow in a saturated porous annulus, *International Journal Heat Mass Transfer*, v.32, n 5, p.881-888, 1989.

NAGENDRA, H.R., TIRUNARAYANAN, M. A., RAMACHANDRAN, A. Laminar free convection from vertical cylinders with uniform heat flux. *Journal of Heat Transfer*, p.191-194, february 1970.

PATANKAR, S. V.. A calculation procedure for two - dimensional elliptic situations. *Numerical Heat Transfer*, v.4, n.6, p.409-425, 1981.

ROGERS, B. B., YAO, L. S. Mixed convection in an annulus of large aspect ratio. *Journal of Heat Transfer*, v.111, p.683-689, august 1989.

SHIGLEY, J. E. *Elementos de máquinas*: Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 1984.

SIEGEL, R., Howell, J.R.. *Thermal Radiation Heat Transfer:*: McGraw Hill, 1972.

SPARROW, E. M., CESS, A. T. *Radiation Heat Transfer*: Brooks / Cole Publishing Co, revised edition, 1970.

Anexo

A seguir apresenta-se a listagem da subroutina USER, utilizada juntamente com o programa principal SIMPLE, para a resoluçao numérica do sistema de equações governantes com as condições de contorno.

```
      SUBROUTINE USER (KENTRY)
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
      CHARACTER*14 TITLE
      LOGICAL LSOLVE
      COMMON F(141,90,10),P(141,90),RHO(141,90),GAM(141,90),CON(141,90),
     +AIP(141,90),AIM(141,90),AJP(141,90),AJM(141,90),AP(141,90),
     +X(141),XU(141),XDIF(141),XCV(141),XCVS(141),
     +Y(141),YV(141),YDIF(141),YCV(141),YCVS(141),
     +YCVR(141),YCVRS(141),ARX(141),ARXJ(141),ARXJP(141),
     +R(141),RMN(141),SX(141),SXMN(141),XCVI(141),XCVIP(141)
            COMMON DU(141,90),DV(141,90),FV(141),FVP(141),
     +      FX(141),FXM(141),FY(141),FYM(141),PT(141),QT(141)
C
        COMMON/INDX/TIME,DT,XL,YL,RHOCON,RELAX(13),
     +  LSOLVE(10),LPRIN(13),L1,L2,L3,M1,M2,M3,
     +  IST,JST,ITER,LAST,NF,NFMAX,NP,NRHO,NGAM,
     +  IPREF,JPREF,MODE,NTIMES(10),TITLE(13)
C
C
      COMMON/SORC/SMAX,SSUM
      COMMON/COEF/FLOW,DIFF,ACOF
      DIMENSION U(141,90),V(141,90),PC(141,90)
      EQUIVALENCE(F(1,1,1),U(1,1)),(F(1,1,2),V(1,1)),(F(1,1,3),PC(1,1))
      DIMENSION TH(141),THU(141),THDIF(141),THCV(141),THCVS(141)
      EQUIVALENCE(X,TH),(XU,THU),(XDIF,THDIF),(XCV,THCV),(XCVS,THCVS),
     +(XL,THL)
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
CCCCCCCCCCC            TESE DE MESTRADO
CCCCCCCCCCC     TEMPERATURA UNIFORME DE PAREDE INTERNA, PAREDE EXTERNA
CCCCCCCCCCC     ADIABATICA, PAREDE INFERIOR ADIABATICA E SUPERFICIE
CCCCCCCCCCC     SUPERIOR SEM DIFUSAO
CCCCCCCCCCC
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
      DIMENSION TETA(141,90),Q(141),TB(141),SNU1(141),
     +SNU2(141),RM(141),TBI(141)
      DIMENSION AX1(141),AY1(141),AX2(141),AY2(141)
      EQUIVALENCE(F(1,1,4),TETA(1,1))
      REAL RA,VIN,PR,RE,DO,DI,RMS,NUM1,NUM2,TM,
     +SMI,SK,R1,A,B,C,D,E1,CP,PR,H,HE
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
      GO TO (1000,2000,3000,4000,5000,6000),KENTRY
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
 1000 CONTINUE
CCCCCCCCCCCCCC     USER(1) = GRID
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
      MODE=2
      DO=0.071
      DI=0.0508
      H=0.2286
      HE=0.012
      YL=(DO-DI)/(2.0*H)
      XL=1.0
      WRITE(*,*)'ENTRE COM O NUMERO DE VOLUMES DE CONTROLE NA ENTRADA'
      READ(*,*)NVCE
      WRITE(*,*)'ENTRE COM O NUMERO DE VOLUMES DE CONTROLE NO PAREDE'
      READ(*,*)NVCP
c      L1=NVCE+NVCP+2
      WRITE(*,*)'ENTRE COM A2'
      READ(*,*)A2
      L1=NVCE+NVCP+3
```

```
      XU(2)=0.0
      DX=(HE/H)/FLOAT(NVCE)
c      DX=1.0/FLOAT(L1-2)
      DO 5 I=3,NVCE+3
      XU(I)=XU(I-1)+DX
 5    CONTINUE
      DELAY2=1.0/FLOAT(NVCP)
      AX2(1)=0.0
      DO 10 I=2,NVCP+1
      AX2(I)=AX2(I-1)+DELAY2
 10   CONTINUE
      DO 15 I=1,NVCP+1
      AY2(I)=A2*(1.0-AX2(I)**2.0)
 15   CONTINUE
      DO 20 I=NVCE+4,L1
      S1=AY2(I-NVCE-3)-AY2(I-NVCE-2)
      XU(I)=XU(I-1)+S1*(1.0-(HE/H)-DX)
 20   CONTINUE
      DO 25 I=2,L1
      WRITE(*,*)XU(I)
 25   CONTINUE
      R(1)=DI/(2.0*H)
      YV(2)=0.0
      WRITE(*,*)'ENTRE COM O NUMERO DE VOLUMES DE CONTROLE NO FLUIDO'
      READ(*,*)NVCF
      WRITE(*,*)'ENTRE COM A1'
      READ(*,*)A1
      M1=NVCF+2
      M12=M1/2.0
      VELAY1=A1/FLOAT(M12-1.0)
      AY1(1)=0.0
      DO 30 I=1,M12
      AY1(I+1)=AY1(I)+VELAY1
 30   CONTINUE
      AY1(M1)=0.0
      DO 35 I=M1,M12+2,-1
      AY1(I-1)=AY1(I)+VELAY1
 35   CONTINUE
      DO 40 I=1,M12
      AX1(I)=SQRT(1.0-AY1(I)/A1)
 40   CONTINUE
      DO 45 I=M1,M12+1,-1
      AX1(I)=SQRT(1.0-AY1(I)/A1)
 45   CONTINUE
      DO 50 J=3,M12
      S2=AX1(J-2)-AX1(J-1)
      YV(J)=YV(J-1)+S2*YL/2.0
 50   CONTINUE
      YV(M1)=YL
      DO 55 J=M1,M12+2,-1
      S2=AX1(J)-AX1(J-1)
      YV(J-1)=YV(J)-S2*YL/2.0
 55   CONTINUE
c      DY=((DO-DI)/(2.0*H))/(FLOAT(M1-2))
c      DO 50 J=3,M1
c      YV(J)=YV(J-1)+DY
c 50   CONTINUE
      DO 60 J=2,M1
      WRITE(*,*)YV(J)
 60   CONTINUE
```

```
      RETURN
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
 2000 CONTINUE
CCCCCCCCCCCCCC      USER(2) = START
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
      WRITE(*,*)' ENTRE COM O NUMERO DE RAYLEIGH'
      READ(*,*)RA
      WRITE(*,*)'ENTRE COM O VALOR DE RE'
      READ(*,*)RE
      WRITE(*,*)'ENTRE COM A TEMPERATURA MEDIA'
      READ(*,*)TM
      WRITE(*,*)'ENTRE 1 PAREDE ADIABATICA OU 2 TEMP. ESPEC.'
      READ(*,*)I1
      SMI=(1.458E-06*SQRT(TM))/(1+110.4/TM)
      SK=(2.646E-03*SQRT(TM))/(1+(245/TM)*10**(-12/TM))
      R1=0.287
      A=3.653
      B=-1.337E-03
      C=3.294E-06
      D=-1.913E-09
      E1=0.2763E-12
      CP=R1*(A+B*TM+C*TM**2.0+D*TM**3.0+E1*TM**4.0)
      PR=(SMI*CP/SK)*1.0E+03
      DO 100 J=1,M1
      DO 100 I=1,L1
      U(I,J)=0.0
      V(I,J)=0.0
      TETA(I,J)=0.0
 100  CONTINUE
      DO 101 J=2,M2
      DO 101 I=2,L2
      U(I,J)=1E-10
      V(I,J)=1E-10
      TETA(I,J)=1E-10
 101  CONTINUE
      AUX3=0.0
      DO 110 I=2,NVCE+1
      AUX3=AUX3+XCV(I)
 110  CONTINUE
      VIN1=(RE*3.14159*(DO+DI)*(PR/RA)**0.5)/(4.0*H*R(M1)*AUX3)
      VIN=(VIN1+1E-10)
      write(*,*)vin,aux3
      DO 120 I=2,NVCE+1
      V(I,M1)=-VIN
 120  CONTINUE
      RETURN
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
 3000 CONTINUE
CCCCCCCCCCCCCC      USER(3) = DENSE
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
      RETURN
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
 4000 CONTINUE
CCCCCCCCCCCCCC      USER(4) = BOUND
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
      IF(ITER.NE.0) GO TO 300
      FLOWIN=0.0
      DO 299 I=2,NVCE+1
      FLOWIN=FLOWIN+VIN*R(M1)*XCV(I)
 299  CONTINUE
```

```
 300  FL=0.0
      AR=0.0
      DO 301 J=2,M2
      AR=AR+ARX(J)
 301  FL=FL+ARX(J)*U(L2,J)
      ADD=(FLOWIN-FL)/AR
      DO 302 J=2,M2
 302  U(L1,J)=U(L2,J)+ADD
      DO 315 J=1,M1
      TETA(1,J)=TETA(2,J)
      TETA(L1,J)=TETA(L2,J)
 315  CONTINUE
      DO 320 J=1,M1
      V(L1,J)=V(L2,J)
 320  CONTINUE
      IF(I1.EQ.1)THEN
      DO 325 I=NVCE+2,L1
      TETA(I,M1)=TETA(I,M2)
 325  CONTINUE
      ELSE
      DO 327 I=NVCE+2,L1
      TETA(I,M1)=0.1
 327  CONTINUE
      ENDIF
      DO 328 I=1,L1
      TETA(I,1)=1.0
 328  CONTINUE
      DO 330 J=2,M2
      IF(U(L1,J).LT.0)THEN
      V(L1,J)=0.0
      TETA(L1,J)=0.0
      ENDIF
 330  CONTINUE
      RETURN
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
 5000 CONTINUE
CCCCCCCCCCCCC     USER(5) = OUTPUT
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
      IF(ITER.NE.0) GO TO 400
      WRITE(*,401)
 401  FORMAT('ITER',7X,'SMAX',9X,'SSUM',9X,'U(9,9)',
     + 7X,'V(9,9)',7X,'TETA(9,9)')
 400  WRITE(*,403) ITER,SMAX,SSUM,U(L1,9),V(L1,9),TETA(L1,9)
 403  FORMAT(4X,I4,5E13.3)
      IF(ITER.NE.LAST) RETURN
      CALL SUPPLY(2)
 5002 FORMAT(1X)
      DO I=1,L1
      WRITE(14,5002)
      DO J=1,M1
      WRITE(14,*)X(I),Y(J),TETA(I,J)
      END DO
      END DO
      DO I=2,L1
      WRITE(13,5002)
      DO J=2,M1
      WRITE(13,*)XU(I),YV(J),F(I,J,3)
      END DO
      END DO
      DO 406 I=2,NVCE+1
```

```
      RM(I)=VIN*XCV(I)*R(M1)
406   CONTINUE
      TB(1)=0.0
      Q(2)=(1.0-TETA(2,2))*XCV(2)*R(1)/YDIF(2)
      TB(2)=Q(2)/(RM(2)*(RA*PR)**0.5)
      write(*,*)q(2),teta(2,2),xcv(2),r(1),ydif(2)
      RMS=RM(2)
      DO 407 I=3,NVCE+1
      RMS=RMS+RM(I)
      Q(I)=(1.0-TETA(I,2))*XCV(I)*R(1)/YDIF(2)
      TB(I)=(Q(I)/(RMS*(RA*PR)**0.5))+(1-RM(I)/RMS)*TB(I-1)
407   CONTINUE
      DO 408 I=NVCE+2,L2
      Q(I)=(1.0-TETA(I,2))*XCV(I)*R(1)/YDIF(2)
      TB(I)=TB(I-1)+(Q(I)/(RMS*(RA*PR)**0.5))
408   CONTINUE
      WRITE(*,409)'TB'
409   FORMAT(//,26(1H*),2X,A6,9X,26(1H*),/)
      WRITE(*,410)
410   FORMAT(/,2X,'I',4X,'TB',8X,'Q',10X,'RM',10X,'XCV',
     +7X,'R(1)',7X,'YDIF')
      DO 411 I=2,L2
      WRITE(*,412)I,TB(I),Q(I),RM(I),XCV(I),R(1),YDIF(2)
412   FORMAT(1X,I2,2X,1E9.3,2X,1E9.3,2X,1E9.3,2X,1E9.3,2X,1E9.3,
     +2X,1E9.3)
411   CONTINUE
      DO 413 I=2,L2
      TBI(I)=((TB(I)-TB(I-1))*(X(I)-XU(I)))/(XU(I+1)-XU(I))+TB(I-1)
      SNU1(I)=(Q(I)/(R(1)*XCV(I)))/(1.0-TBI(I))
413   CONTINUE
      WRITE(*,414)'NU1'
414   FORMAT(//,26(1H*),2X,A6,9X,26(1H*),/)
      WRITE(*,415)
415   FORMAT(/,2X,'I',8X,'NU1')
      DO 416 I=2,L2
      WRITE(*,417)I,SNU1(I)
417   FORMAT(1X,I2,4X,1E9.3)
416   CONTINUE
      AUX1=0.0
      DO 418 I=2,L2
      AUX1=AUX1+SNU1(I)*XCV(I)
418   CONTINUE
      NUM1=AUX1/1.0
      WRITE(*,420)NUM1
420   FORMAT(//,1X,'O VALOR DE NUSSELT MEDIO1=',1X,1E12.3)
      DO 422 I=2,L2
      SNU2(I)=Q(I)/(R(1)*XCV(I))
422   CONTINUE
      WRITE(*,424)'NU2'
424   FORMAT(//,26(1H*),2X,A6,9X,26(1H*),/)
      WRITE(*,426)
426   FORMAT(/,2X,'I',8X,'NU2')
      DO 427 I=2,L2
      WRITE(*,428)I,SNU2(I)
428   FORMAT(1X,I2,4X,1E9.3)
427   CONTINUE
      AUX2=0.0
      DO 430 I=2,L2
      AUX2=AUX2+SNU2(I)*XCV(I)
430   CONTINUE
```

```
      NUM2=AUX2/1.0
      WRITE(*,432)NUM2
 432  FORMAT(//,1X,'O VALOR DE NUSSELT MEDIO 2=',1X,1E9.3)
      WRITE(*,434)'RE'
 434  FORMAT(//,26(1H*),2X,A6,9X,26(1H*),/)
      WRITE(*,436)RE
 436  FORMAT(1X,'O VALOR DE REYNOLDS=',1X,1E9.3)
      WRITE(*,452)'PR'
 452  FORMAT(//,26(1H*),2X,A6,9X,26(1H*),/)
      WRITE(*,455)PR
 455  FORMAT(1X,'O VALOR DE PRANDTL=',1X,1E9.3)
      WRITE(*,460)'RA'
 460  FORMAT(//,26(1H*),2X,A6,9X,26(1H*),/)
      WRITE(*,465)RA
 465  FORMAT(1X,'O VALOR DE RAYLEIGH=',1X,1E9.3)
      RETURN
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
 6000 CONTINUE
CCCCCCCCCCCCCC      USER(6) = GAMSOR
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
      DO 500 I=1,L1
      DO 500 J=1,M1
      GAM(I,J)=(PR/RA)**0.5
      GAM(L1,J)=0.0
 500  CONTINUE
      IF(NF.NE.1) GO TO 515
      DO 502 I=3,L2
      DO 502 J=2,M2
      TEI=FX(I)*TETA(I,J)+FXM(I)*TETA(I-1,J)
      CON(I,J)=TEI
 502  CONTINUE
      DO 505 J=2,M2
      IF(U(L1,J).LT.0)THEN
      GAM(L1,J)=(PR/RA)**0.5
      ENDIF
 505  CONTINUE
 515  IF(NF.NE.2) GO TO 518
      DO 516 I=2,L2
      DO 516 J=3,M1
      CON(I,J)=-((PR/RA)**0.5*V(I,J))/(RMN(J)*RMN(J))
 516  CONTINUE
      DO 517 J=2,M2
      IF(U(L1,J).LT.0)THEN
      GAM(L1,J)=(PR/RA)**0.5
      ENDIF
 517  CONTINUE
 518  IF(NF.NE.4) RETURN
      DO 522 I=1,L1
      DO 522 J=1,M1
      GAM(I,J)=1.0/((PR*RA)**0.5)
      GAM(L1,J)=0.0
 522  CONTINUE
      DO 523 J=2,M2
      GAM(1,J)=0.0
 523  CONTINUE
      IF(I1.EQ.1)THEN
      DO 525 I=NVCE+2,L1
      GAM(I,M1)=0.0
 525  CONTINUE
      ELSE
```

```
      DO 526 I=NVCE+2,L1
      GAM(I,J)=1.0/((PR/RA)**0.5)
526   CONTINUE
      ENDIF
      DO 527 J=2,M2
      IF(U(L1,J).LT.0)THEN
      GAM(L1,J)=1.0/((PR/RA)**0.5)
      ENDIF
527   CONTINUE
      RETURN
      END
```

Apêndice A

Calibração da placa de orifício: ⌀ = 10,95 mm

O esquema do conjunto experimental montado para a calibração da placa de orifício de diâmetro do = 10,95 mm está reperesentado na Figura A1.

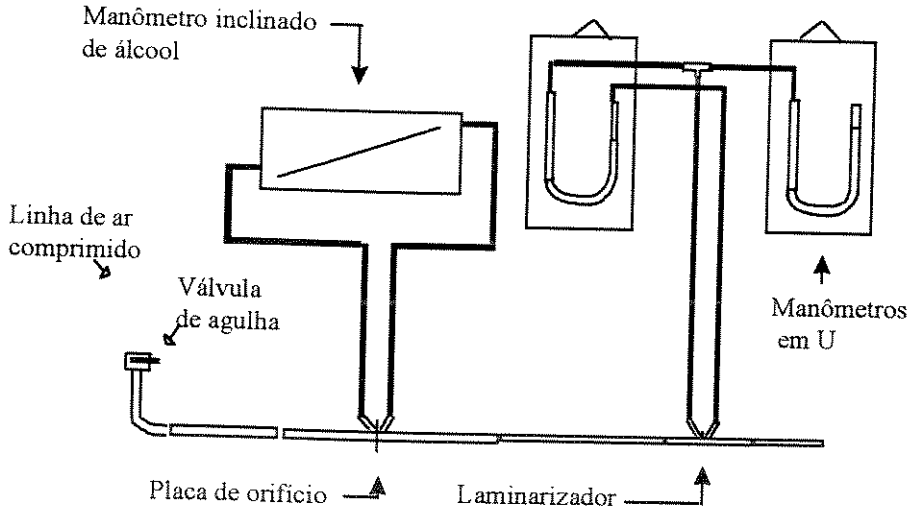

Figura A1. Esquema do conjunto para a calibração da placa de orifício

O escoamento, após sair da linha de pressão, passa por um trecho retilíneo de duto até chegar à placa de orifício (instalada no mesmo tubo usado na montagem experimental). O fluxo de ar passa por mais outro trecho de duto retilíneo antes de alcançar um laminarizador. O laminarizador é um elemento medidor com uma curva de calibração da vazão (volumétrica ou mássica) em função da queda de pressão e das condições do ar em escoamento no seu interior. Comparando-se esta vazão com as medidas da placa de orifício, calcula-se, para cada vazão, uma constante K, que representa a razão entre a vazão mássica real e a teórica na placa de orifício.

A vazão mássica real através da placa de orifício foi expressa pela seguinte equação:

$$\dot{m} = K \cdot Y \cdot A_d \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_u \cdot \Delta p} \qquad (1)$$

onde: K = constante de calibração da placa;

Y = coeficiente de compressibilidade;

A_d = área do orifício da placa;

ρ_u = densidade do ar (upstream - downstream);

$\dot{m}$ = valor obtido através do laminarizador.

Os valores de K obtidos pela calibração desta placa ficaram praticamente independentes de Re na faixa de medidas efetuadas. O valor médio nominal obtido e utilizado nos testes experimentais posteriores com esta placa foi igual a K = 0,649

Apêndice B

Avaliação experimental da emissividade

Durante as primeiras medidas, a estimativa do calor por radiação pelo cilindro aquecido foi efetuada considerando uma emissividade da superfície (alumínio) de 0.1, obtida segundo informações da literatura [8]. No entanto, constatou-se que seria necessária uma estimativa mais precisa desta grandeza e o procedimento experimental apresentado a seguir foi utilizado para essa finalidade.

Utilizando a mesma montagem experimental, foi investigado experimentalmente o problema de um cilindro vertical aquecido trocando calor por convecção natural e radiação com o ambiente. Retirando-se o cilindro externo (tampa), mantendo-se a sala fechada e o aparelho de ar-condicionado desligado, foram realizadas duas experiências de forma que a diferença entre as temperaturas da parede do cilindro e do ar ambiente longe do cilindro fossem iguais a, aproximadamente, $5^{o}C$ e $15^{o}C$.

As perdas de calor por condução nas bases do cilindro foram estimadas como sendo de uma ordem de grandeza menor. Desse modo, comparando com a taxa de energia elétrica dissipada no interior do cilindro, em regime permanente:

$$Q_{dissip.} = Q_{rad.} + Q_{conv.} \qquad (2)$$

O objetivo destas experiências foi obter Q_{rad}, a partir dos valores de $Q_{dissip.}$ e de $Q_{conv.}$. Com o valor de Q_{rad} conhecido, estimou-se então a emisividade da superfície cilíndrica de alumínio.

A taxa de perda de calor por convecção natural do cilindro vertical aquecido foi obtido da literatura. As correlações de convecção natural válidas para uma parede plana vertical podem ser usadas, segundo INCROPERA e DE WITT, para um cilindro vertical quando:

$$C = Gr^{\frac{1}{4}} \cdot \frac{D}{L} \geq 35 \tag{3}$$

sendo que:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{4}$$

onde todas as propriedades são avaliadas a temperatura de filme, $T_F = (Ts + T\infty)/2$.

Quando a desigualdade anterior for satisfeita, é possível então usar a fórmula empírica de CHURCHILL e CHU (INCROPERA e De WITT) para obter o número de Nusselt médio da parede do cilindro:

$$\bar{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 \cdot Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \tag{5}$$

onde $Ra_L = Gr_L \cdot Pr$

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k}$$

Os dois testes experimentais efetuados forneceram resultados que estão resumidos na tabela A2-1.

Tabela A2-1 - Avaliação Experimental de ε

#	$(T_w - T_a)$,°C	Gr_L	C (eq. 3)
1	5.16	1.0237E07	11.31
2	13.26	2.4476E+07	14.06

Desta forma, a correlação para a placa plana vertical, equação (5), não pode ser utilizada diretamente nestes dois testes porque a condição de desigualdade (4) não foi satisfeita. Então, correlações específicas para cilindros verticais foram procuradas na literatura. Duas correlações foram obtidas em BURMEISTER. Uma delas é do trabalho de SPARROW e GREG e a outra do trabalho de LeFEVRE e EDE. As duas fornecem fatores multiplicativos para a correlação da placa plana vertical, equação (5). Utilizando-se as duas correlações com as medidas dos dois testes mencionados, os resultados obtidos foram equivalentes e estão indicados na tabela A2-2.

Tabela A2-2 - Avaliação Experimental de ε - Resultados

#	Qdissip, W	(T_w-T_a), °C	GrL	Nu_L médio	h_L médio	QC,N
1	0.918	5.16	1.024E+07	29.85	3.066	0.64098
2	2.750	13.26	2.447E+07	36.33	3.78	2.03134

A taxa de perda de calor do cilindro vertical (sem a tampa) por radiação térmica para a sala, foi estimada através da expressão:

$$Q_R = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot \left(T_w^{\,4} - T_a^{\,4}\right) \qquad (6)$$

Nesta equação está implícita a utilização da sala como um ambiente infinito ou corpo negro à temperatura ambiente do ar. As dimensões da sala são muito maiores do que as do cilindro e sua temperatura média durante os testes praticamente não variou. Utilizando o balanço de energia expresso pela equação (2), juntamente com a equação (6) e os resultados da tabela A2-2, obteve-se um valor médio de $\varepsilon = 0.22$, que foi o valor utilizado para a emissividade do cilindro de alumínio nos cálculos de perdas por radiação.