

OK

São Paulo
1996

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Mestre em Engenharia.

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INTENSIFICAÇÃO
DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
ATRAVÉS DE GERADORES DE VÓRTICES UTILIZANDO
A TÉCNICA DA SUBLIMAÇÃO DE NAFTALENO.**

JUAN JOSÉ GONZÁLEZ BAYÓN

JUAN JOSÉ GONZÁLEZ BAYÓN

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INTENSIFICAÇÃO
DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
ATRAVÉS DE GERADORES DE VÓRTICES UTILIZANDO
A TÉCNICA DA SUBLIMAÇÃO DE NAFTALENO.

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara

São Paulo
1996

Biblioteca de Escola Politécnica
Unidade de Administração

À minha esposa Blanca,
aos meus filhos Gaby e Juan José,
aos meus pais.

DEDALUS - Acervo - EPMN

31600010083

AGRADECIMENTOS

Esta dissertação não é resultado do trabalho de uma pessoa só, como toda pesquisa deve-se ao esforço anônimo de muitos professores, colegas e amigos.

Agradeço primeiramente ao meu orientador Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara pelo permanente apoio e pelas diretrizes seguras.

Ao Brasil e ao seu povo por ter-me dado a oportunidade de realizar estes estudos.

Ao Guillermo, por sua solidariedade permanente e sua inestimável ajuda nos difíceis tempos do começo de nossa estada no Brasil.

A comunidade de estudantes cubanos da Politécnica pela sua irmandade.

Aos amigos brasileiros da Pós-graduação, Rogério, Renato, Sabanaí, Pacifico e Ricardo pelo constante e desinteressado apoio.

A todos, muito obrigado.

SUMÁRIO

Lista de figuras	
Lista de tabelas	
Lista de símbolos	
Resumo	
Abstract	
1 INTRODUÇÃO	1
2 OBJETIVOS	4
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3.1 Intensificação da transferência de calor. Classificação das técnicas de intensificação	5
3.2 Geradores de vórtices longitudinais	8
3.3 Analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa	30
3.4 Técnica de sublimação de nftaleno	36
3.4.1 Introdução	36
3.4.2 Propriedades do nftaleno	39
3.4.3 Limitações no uso da técnica de sublimação de nftaleno	46
4 MODELAGEM	49
4.1 Estudo do modelo original	49
4.2 Modelo experimental	53
5 APARATO EXPERIMENTAL	56
5.1 Tunel exterior	58
5.2 Tunel interior	58
5.2.1 Bocal convergente	59
5.2.2 Seção de testes	61
5.2.3 Difusor	62
5.3 Modelo de ensaio	63

5.4 Ventilador	65
5.5 Medição de vazão	67
5.6 Telas	70
6 ESTUDOS EXPERIMENTAIS	72
6.1 Definição dos ensaios	72
6.2 Metodologia experimental para a obtenção das curvas de intensificação	76
6.2.1 Medição da temperatura	79
6.2.2 Medição da área de transferência de massa	80
6.2.3 Medição da massa de nitrato sublimada	81
6.2.4 Medição do tempo de teste	82
6.2.5 Medição da área de transversal da seção de testes	84
6.2.6 Medição da vazão mássica do ar	84
6.3 Incertezas do método experimental	86
7 ANÁLISE DOS RESULTADOS	87
7.1 Influência da posição dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor	90
7.2 Influência do número de Reynolds sobre a transferência de calor	99
7.3 Influência do ângulo de ataque sobre a transferência de calor	101
7.4 Influência da razão de aspecto do gerador de vórtice	102
CONCLUSÕES	104
ANEXO A	107
ANEXO B	109
ANEXO C	111
ANEXO D	120
ANEXO E	123
Referências bibliográficas	135

LISTA DE FIGURAS.

Figura	Pg.
Capítulo 3.	
3.1. Tipos de geradores de vórtices longitudinais	9
3.2. Caracterização geométrica do gerador de vórtice longitudinal (GVL)	10
3.3. Posição dos GVL sobre o cilindro (utilizada por Johnson e Joubert)	10
3.4. Modelo considerado por Brockmeier et al.(1989)	12
3.5. Estrutura do escoamento para um GVL tipo Asa Delta (AD)	12
3.6. Arranjos de Meias Asas Delta para gerar vórtices girando: a) no mesmo sentido; b) no sentido inverso.....	14
3.7. Esquema dos vórtices longitudinais observados por Yanagihara, Torii (1991). .	15
3.8. Definição do fluxo: a) comum descendente; b) comum ascendente.....	16
3.9. Intensificação de transferência de calor e redução do arrasto como função do Reynolds	18
3.10. Campo de velocidades com: a) Asa Delta. b) Asa Delta estampada	21
3.11. Variação do número de Nusselt no canal: a) com AD; b) com AD estampada; c) sem gerador de vórtice	21
3.12. Elemento de trocador usado como modelo.....	23
3.13. Comparação de Nusselt entre a configuração tubo - aletas com GVL e com aletas lisas	24
3.14. Número de Nusselt médio na área de testes vs. número de Reynolds.....	25
3.15. Fator de atrito vs. número de Reynolds.....	25
3.16. Comparação entre os valores de Nusselt obtidos por Biswas (1994) e os resultados experimentais de Valencia.....	28

3.17. Valores de pressão de vapor de naftaleno vs temperatura (fornecidos por diferentes autores).....	43
<u>Capítulo 4.</u>	
4.1. Caracterização geométrica do modelo original.....	49
4.2. Esquema do modelo experimental.....	54
<u>Capítulo 5.</u>	
5.1. Esquema da instalação experimental.....	57
5.2. Túnel de vento interior.....	59
5.3. Bocal convergente.....	60
5.4. Perfil de velocidades na saída do bocal (obtido por simulação).....	61
5.5. Seção de testes	62
5.6. Esquema construtivo do modelo de ensaio.....	63
5.7. Esquema da aleta de testes.....	64
5.8. Característica de carga vs. vazão do ventilador e do túnel.....	66
5.9. Esquema de medição de vazão com placa de orifício.....	68
5.10. Placa de orifício.....	69
<u>Capítulo 6.</u>	
6.1. Posição dos geradores de vórtices.....	74
6.2. Método experimental.....	76
6.3. Dimensões da placa de testes	80
<u>Capítulo 7.</u>	
7.1. Variação do número de Nusselt como função Reynolds.....	89
7.2. Localização dos GVL durante os testes	90
7.3. Valores do Stanton de calor na região à montante do tubo.....	93

7.4. Influência da posição dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor no teto do canal. a) Posições 1, 2, 3 e 4 94
b) Posições 5, 6, 7 e 8 95
c) Posições 9, 10, 11 e 12 95
d) Posições 13, 14, 15, 16 e 17 95
e) Posições 18, 19, 20, 21 e 22 96

7.5. Influência da posição dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor global. a) Posições 1, 2, 3 e 4 97
b) Posições 5, 6, 7 e 8 97
c) Posições 9, 10, 11 e 12 97
d) Posições 13, 14, 15, 16 e 17 98
e) Posições 18, 19, 20, 21 e 22 98

7.6. Influência do número de Reynolds sobre a intensificação da transferência de calor 100

7.7. Influência do ângulo de ataque do gerador sobre a transferência de calor 101

7.8. Influência da razão de aspecto do gerador sobre a transferência de calor 102

Anexo B.

B.1 Esquema do comprimento de entrada sem troca de massa para aleta de teste de natraleno 109

Anexo D.

D.1 Mapa de pontos utilizados para as medições de pressões dinâmicas 120

D.2 Campo de velocidades medido na seção de testes 122

LISTA DE TABELAS.

Tabela Pg.

Capítulo 3.

3.1. Resumo de trabalhos que utilizam a sublimação de naftaleno..... 38

3.2. Propriedades do naftaleno..... 39

3.3. Pressão do vapor saturado do naftaleno..... 41

3.4. Coeficiente de difusão do vapor de naftaleno no ar..... 44

3.5. Número de Schmidt do vapor de naftaleno em ar..... 45

Capítulo 4.

4.1. Dimensões características do modelo original..... 50

4.2. Características geométricas do modelo experimental..... 54

Capítulo 5.

5.1. Características do ventilador..... 65

Capítulo 6.

6.1. Estimativa da massa sublimada vs. tempo de teste..... 83

Capítulo 7.

7.1. Valores de Nusselt obtidos para a configuração tubo-aleia lisa..... 87

7.2. Parâmetros geométricos do modelo de estudo..... 88

7.3. Valores de Stanton de calor levantados para as diferentes posições dos geradores de vórtices..... 92

7.4. Índices de intensificação da transferência de calor..... 94

7.5. Valores de Stanton de calor em função do número de Reynolds..... 100

Anexo D.

D.1. Pressões dinâmicas medidas em cada ponto da seção de testes..... 121

D.2. Velocidade do ar calculada em cada ponto da seção de testes..... 121

LISTA DE SÍMBOLOS.

[m ²]	Área.	A
[m ²]	Área de transferência de calor	A
[m ²]	Área livre mínima de escoamento	A _c
-	Limite de desvio.	B
[mm]	Largura do canal	B
[mm]	Comprimento da corda do gerador de vórtice.	b
[kg / m ³]	Concentração da espécie i.	c _i
[J / kg.K]	Calor específico a pressão constante	c _p
[mm]	Diâmetro	D
[m ² / s]	Coefficiente de difusão da espécie A na espécie B.	D ^{AB}
[mm]	Diâmetro hidráulico.	D _h
[m ² / s]	Coefficiente de difusão do naftaleno no ar	D _{na}
[mm]	Diâmetro da placa medidora de vazão	d
[mm]	Espaçamento entre aletas (altura do canal)	E
[mm]	Espessura de aleta	e
[W / m ² K]	Coefficiente local de transferência de calor	h _c
[W / m ² K]	Coefficiente médio de transferência de calor	\bar{h}_c
[m / s]	Coefficiente local de transferência de massa	h _m
[m / s]	Coefficiente médio de transferência de massa	\bar{h}_m
[mm]	Altura do gerador de vórtice	H
[W / m.K]	Condutividade térmica	k
[mm]	Comprimento característico	L
[mm]	Comprimento do canal	L
[kg / mol]	Massa molecular	M
[kg]	Massa	m
[kg / s]	Fluxo de massa	m

ρ	Densidade de fluxo de massa	[kg / m ² s]
p	Pressão	[Pa]
P	Limite de precisão	-
q"	Fluxo de calor	[W / m ²]
R	Constante universal dos gases	[J / mol.K]
r	Posição radial	[mm]
s	Espacamento entre geradores de vórtices	[mm]
S	Erro de precisão	-
S _T	Espacamento transversal	[mm]
S _L	Espacamento longitudinal	[mm]
T	Temperatura	[K]
u	Velocidade na direção principal do escoamento (x)	[m / s]
U	Incerteza	-
v	Velocidade transversal à superfície (z)	[m / s]
V	Vazão volumétrica	[m ³ / s]
x	Coordenada na direção principal do escoamento	[mm]
x ₀	Comprimento de entrada não aquecido	[mm]
X	Comprimento do trocador	[mm]
y	Coordenada transversal paralela à superfície	[mm]
Y	Largura do trocador	[mm]
z	Coordenada na direção perpendicular à superfície	[mm]
z _g	Coordenada axial da posição do gerador de vórtice	[mm]
Z	Altura do trocador	[mm]
GREGOS:		
α	Difusividade térmica	[m ² / s.°]
β	Angulo de ataque do gerador de vórtice.	[°]
β	Razão entre diâmetros da placa de orifício	-

ADIMENSIONAIS:

Δp	Diferença de pressão	[Pa]
Δm	Massa sublimada	[kg]
Δm_c	Correção de massa sublimada	[kg]
Δt	Intervalo de tempo	[s]
ΔT	Diferença de temperatura	[K]
ϕ	Umidade relativa	-
λ	Calor latente de sublimação	[J / kg]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa-s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² / s]
ρ	Densidade	[kg / m ³]
V	Razão de aspecto do gerador de vórtices	-
θ	Ângulo do gerador sobre o tubo	[°]

$$C_f = \frac{\Delta p}{E} \frac{1}{2} \frac{2L}{pu^2}$$

$$j = St_m \cdot Sc^{-n} = St_c \cdot Pr^{-n}$$

$$Nu = \frac{k}{h_c D_h}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$Re = \frac{uD_h}{\nu}$$

$$Sc = \frac{D_{AB}}{\nu}$$

$$Sh = \frac{D_{AB}}{h_m D_h}$$

$$St_c = \frac{h_c}{h_c p_{ucp}}$$

$$St_c = \frac{h_m}{u}$$

Coefficiente de atrito

Fator de Colburn

Número de Nusselt

Número de Prandtl

Número de Reynolds

Número de Schmidt

Número de Sherwood

Número de Stanton de calor

Número de Stanton de massa

SUBSCRITOS:

a	Ar
a.s.	Ar seco
b.s.	Bulbo seco
b.u.	Bulbo úmido
c	Calor
g	Gerador de vórtices
m	Massa
mi	Mínima
n	Naftaleno
s	Superfície
sat	Saturado
ST	Seção de testes
v	Vapor
x	Eixo x
y	Eixo y
z	Eixo z
o	Condição inicial
∞	Condição ao longe

SOBRESCRITOS:

* Variável adimensional.

RESUMO

As técnicas de intensificação de transferência de calor têm sido utilizadas em trocadores de calor para torná-los mais compactos, baratos e de baixos custos operacionais. Dentre estas técnicas destacam-se os geradores de vórtices longitudinais. Nos últimos anos, os geradores de vórtices longitudinais vêm sendo estudados por ter um grande potencial para intensificar a transferência de calor em trocadores de calor de tipo tubo - aleta, sem aumento significativo da perda de carga. Este trabalho apresenta um estudo experimental da influência dos geradores de vórtices de tipo meia asa delta sobre a transferência de calor em um elemento de trocador de calor tubo-aleta compacto. A técnica de sublimação de naftaleno foi usada para a determinação do coeficiente global de transferência de calor baseado na analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa. O desempenho de um par de meia asa delta montado sobre a superfície da aleta foi investigado. Para o estudo foram variados o número de Reynolds e os parâmetros dos geradores, i.e., a posição transversal e longitudinal sobre a aleta, o ângulo de ataque com relação à direção do escoamento e a razão de aspecto. As curvas de intensificação da transferência de calor como função de cada um dos parâmetros foram levantadas. Os resultados indicam que uma intensificação razoável da ordem de 18% pode ser obtida para determinados valores dos parâmetros característicos dos geradores.

ABSTRACT

Heat transfer augmentation techniques have been applied to heat transfer exchangers to make them more compact, cheap and with low operational costs. Among them, the longitudinal vortex generators are one of the promisory techniques. In the recent years, the longitudinal vortex generators have been studied because it have demonstrated higher potential to increase the heat transfer in fin-tube exchangers, without significant increase of the pressure losses.

The present work is an experimental study of the influence of Delta Winglet vortex generators on the heat transfer enhancement in an element of a gas-liquid fin-tube crossflow compact heat exchanger. The naphthalene sublimation technique was used to determine the global heat transfer coefficient based on the heat-mass transfer analogy. The performance of Delta Winglet Pair mounted on the flat surface of the fins was investigated.

The Reynolds number, the winglet position in the spanwise and streamwise direction, the attack angle and the aspect ratio were varied in the parametric study to verify their effect on heat transfer enhancement.

The results indicate that a reasonable enhancement, of the order of 18%, can be achieved for some parameters set.

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO.

Os trocadores de calor compactos são usados em múltiplas aplicações. Por isso qualquer técnica que melhore seu desempenho em termos de redução de custos de manufatura através do uso de menos material, ou em termos de redução de custos de operação, pela diminuição das perdas de energia, é de grande importância técnica e econômica.

A necessidade de melhorar o desempenho é especialmente importante em trocadores de calor compactos de gases, pois num trocador de calor tubo-aleta a resistência à transferência de calor no lado dos gases é 10-50 vezes maior que no lado do líquido. Isso se deve aos baixos valores de densidade e condutividade térmica dos gases. Normalmente a superfície de troca do lado do gás é aumentada para compensar seu baixo coeficiente de transferência de calor, sendo que o aumento da área das aletas é limitado pela eficiência das mesmas. Acontece também que nos trocadores de calor compactos o escoamento geralmente ocorre no regime laminar, que é a causa dos baixos coeficientes de transferência de calor.

Fica claro então que qualquer método para melhorar o desempenho dos trocadores de calor compactos deve ter em vista aumentar sua compactação através do incremento no número de Nusselt, ou seja, intensificando a transferência de calor. Outro aspecto importante é que as perdas de carga associadas também sejam reduzidas ou pelo menos que seu acréscimo seja modesto.

Com este fim, pesquisadores vem trabalhando por vários anos no desenvolvimento de métodos que aumentam as taxas de transporte sobre as superfícies baseados em dispositivos que provocam a quebra da camada limite do escoamento (destacam-se dentro desse grupo as aletas de tipo venezianas e as de tipo alternadas) ou gerem estruturas vorticiais.

A geração de estruturas vorticais no escoamento é conseguida por diferentes mecanismos, tais como os vórtices de Taylor-Goertler gerados por superfícies côncavas, os chamados vórtices ferradura (*horseshoe vortex*) que aparecem nas protuberâncias de superfícies e os vórtices longitudinais produzidos por elementos em forma de asas colocados sobre a superfície. O gerador de vórtices longitudinais produz um forte escoamento secundário que se projeta na direção principal do escoamento com um aumento constante na área de ação do mesmo e ao mesmo tempo com uma diminuição da intensidade.

Uma série de publicações de estudos relativamente recentes sobre os Geradores de Vórtices Longitudinais (GVL) tem mostrado a potencialidade dos mesmos para intensificar a transferência de calor com reduções ou pequenos acréscimos da perda de carga no escoamento, assim como a possibilidade de controlar a transferência de calor através da atuação sobre os parâmetros do vórtice, i.e., intensidade, tamanho, distância da parede, etc. Mesmo assim, existem poucos resultados experimentais que tratam do aspecto térmico envolvendo escoamentos com vórtices longitudinais.

Tendo em vista as questões assinaladas e considerando que as pesquisas nesta área podem fornecer resultados importantes para os projetos de trocadores de calor compactos, este trabalho propõe-se a executar estudos paramétricos experimentais para determinar faixas ótimas de aplicação dos geradores de vórtices longitudinais em trocadores de calor compactos de tipo tubo-aleta.

O objetivo desta dissertação é dirigido nesta etapa ao estudo da intensificação da transferência de calor devido aos geradores de vórtices longitudinais sobre a superfície das aletas, sem entrar no mérito dos seus efeitos sobre a transferência de calor nos tubos. Os estudos experimentais para a determinação dos coeficientes de transferência de calor intensificado serão desenvolvidos através da aplicação da analogia entre a transferência de calor e de massa utilizando a técnica de sublimação de nãfaleno, já bastante difundida e usada com sucesso anteriormente.

Ao longo do relatório desta dissertação de Mestrado, são descritos: a revisão bibliográfica dos trabalhos publicados sobre a intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices longitudinais e da técnica de sublimação de naftaleno; a determinação do modelo de ensaio; a metodologia de ensaios; a instalação experimental; a análise de incertezas; a discussão dos resultados experimentais e as conclusões.

CAPÍTULO 2.

OBJETIVOS.

O objetivo desta dissertação é avaliar o potencial dos geradores de vórtices longitudinais como técnica de intensificação da transferência de calor aplicada a trocadores de calor de tipo tubo-aleta, utilizando a técnica de sublimação de naftaleno, mediante a analogia entre a transferência de calor e de massa.

Para atingir este objetivo, os seguintes passos foram considerados:

-levantar os valores dos coeficientes de transferência de calor num modelo de trocador tubo-aleta com e sem a colocação de geradores de vórtices.

-levantar as curvas do fator de intensificação média (global) da transferência de calor como função dos parâmetros geométricos dos geradores de vórtices.

-estabelecer, a partir destes resultados, considerações sobre os valores ótimos dos parâmetros dos geradores de vórtices que auxiliem na possível aplicação desta técnica em projetos de trocadores de calor.

O conceito intensificação refere-se ao incremento da transferência de calor em uma superfície, obtido através da aplicação de determinadas técnicas. Para medir a intensificação da troca de calor é preciso definir uma grandeza que permita quantificá-la. Para este fim, o mais usual é utilizar a razão entre o número de Nusselt obtido com o emprego de alguma técnica de intensificação e o número de

3.1. INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR. CLASSIFICAÇÃO DAS TÉCNICAS DE INTENSIFICAÇÃO.

A revisão bibliográfica foi estruturada inicialmente sobre a base do período de tempo de 1988 até 1995, derivando das próprias referências bibliográficas das publicações consultadas os trabalhos anteriores de maior importância relacionados com a linha de pesquisa seguida nesta dissertação. Os trabalhos revisados são apresentados em cada tópico seguindo uma ordem cronológica de publicação tentando acompanhar o desenvolvimento dos conhecimentos. A revisão bibliográfica de sublimação de nãfaleno.

- A analogia entre a transferência de calor e de massa, compreendendo todo o referente à técnicas e o estudo da técnica a ser aplicada, geradores de vórtices longitudinais, - As técnicas de intensificação da transferência de calor, abarcando a classificação das nãfaleno, tornou-se necessário organizar a revisão da literatura em dois grandes temas: Levando-se em consideração que o objetivo do presente trabalho é o estudo da intensificação de transferência de calor em trocadores de calor compactos do tipo tubo - aleta através da utilização de geradores de vórtices longitudinais, e que a técnica experimental escolhida para o desenvolvimento dos testes é a técnica de sublimação de nãfaleno, tornou-se necessário organizar a revisão da literatura em dois grandes temas:

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.

CAPÍTULO 3.

Nusselt obtido com a configuração básica, sem a modificação intensificadora. Outros autores quantificam a intensificação através da relação entre os números de Stanton ou como a razão dos coeficientes de transferência de calor diretamente.

Qualquer que seja a definição, todas estas razões expressam o grau de incremento da transferência de calor devido ao uso de alguma técnica, e são, portanto, equivalentes. Assim, o termo intensificação ou fator de intensificação pode ser utilizado de forma geral para caracterizar e comparar resultados obtidos em diferentes testes ou por diferentes autores.

Existe uma grande variedade de métodos que são usados com o objetivo de intensificar a transferência de calor por convecção, mas todas estas técnicas utilizadas possuem um aspecto comum, que estão sustentadas em dois princípios básicos: a melhora na mistura do fluido que escoar sobre a superfície e a quebra da camada limite que desenvolve-se sobre a superfície de troca.

Quando se promove uma melhor mistura do fluido, a parcela mais próxima da superfície de transferência e a parcela mais afastada aumentam sua interação, induzindo um aumento no transporte de calor entre o fluido e a superfície.

Num regime de escoamento laminar o transporte de quantidade de movimento e de calor entre camadas é pequeno. À medida em que a espessura da camada limite cresce, o transporte de calor fica cada vez menor e por isso que ao perturbá-la obtêm-se como resultado incrementos significativos na taxa de transporte de calor entre a superfície e o fluido.

Como existe uma diversidade de técnicas para intensificar a transferência de calor, achou-se adequado apresentar as principais formas de classificação.

Uma classificação foi proposta por Balaras (1990), baseada na natureza da modificação introduzida para a intensificação. Assim, foram divididas as técnicas em quatro categorias: métodos de superfície, métodos de fluido, métodos combinados e métodos compostos.

Nos métodos de superfície considera-se qualquer técnica que envolva modificações sobre a superfície do trocador de calor. São usados no lado da superfície que está em contato com o fluido de menor coeficiente de transferência de calor. São usadas para reduzir a espessura da camada limite e produzir uma melhor mistura do fluido. São exemplos deste tipo de métodos de intensificação as superfícies estendidas (aletas), as superfícies perfuradas, corrugadas e rugosas, os geradores de vórtices e a vibração ou rotação da superfície.

Os métodos de fluido são aqueles em que a ação é aplicada diretamente sobre o fluido de trabalho no trocador, tendo como fim incrementar as propriedades de transferência de calor do fluido. Como exemplos de técnicas deste grupo estão: aumento da velocidade do fluido, vibração do fluido, incorporação de aditivos no fluido e aplicação de campos eletrostáticos no caso de fluidos dielétricos.

Métodos combinados são aqueles que envolvem a modificação tanto na superfície quanto no fluido. Coloca-se como exemplo, o uso da sucção ou injeção de fluido através da superfície para o controle da camada limite.

Por último os métodos compostos que resultam da utilização simultânea de duas ou mais técnicas, que vem mostrando resultados satisfatórios. Diversos estudos indicam valores dos coeficientes de transferência de calor superiores aos atingidos quando as técnicas de intensificação são usadas separadamente.

Bergles (1988) propôs uma outra classificação das técnicas de intensificação, dividindo-as estas em dois grandes grupos: os métodos ativos e os métodos passivos. Esta classificação é baseada na necessidade do método de utilizar ou não energia externa para promover a intensificação.

Os métodos ativos reúnem todas as técnicas que utilizam energia externa ao sistema original, como por exemplo, as técnicas de vibração da superfície ou do fluido, a aplicação de campos eletrostáticos sobre fluidos dielétricos, a sucção ou injeção de fluido através da superfície, etc.

Por outro lado, os métodos passivos são aqueles que não precisam de energia externa para produzir o efeito intensificador. Incluem-se neste grupo as técnicas de superfícies estendidas, superfícies rugosas, superfícies corrugadas, geradores de vórtices e as técnicas que modificam as propriedades do fluido, como é o caso da incorporação de aditivos ao fluido.

Assim, pode-se dizer que o objeto de estudo deste trabalho, os geradores de vórtices como técnica de intensificação de transferência de calor, é um método passivo (segundo Bergles) e ao mesmo tempo é um método de superfície (conforme Balaras).

3.2. GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS.

Um gerador de vórtices é um elemento que ao ser colocado dentro de um escoamento provoca a formação de estruturas vorticais que são propagadas para a região a jusante do mesmo. Os vórtices aparecem devido ao gradiente de pressão entre as faces dianteira e traseira do elemento.

Os vórtices longitudinais, devido à sua estrutura, transferem quantidade de movimento do fluido ao longe, interagindo com a camada limite, produzindo assim uma mistura entre o fluido que escoava atestado da parede e aquele que está muito perto (ou sobre) a superfície.

Estes dois efeitos são os que fazem dos geradores de vórtices longitudinais (GVL) de grande interesse para a intensificação da transferência de calor, já que as técnicas usadas para atingir incrementos da transferência de calor por convecção estão baseadas nestes dos princípios: melhora da mistura do fluido que escoava e a quebra da camada limite formada sobre a superfície.

Embora os geradores de vórtices longitudinais possam ter os formatos mais variados, em toda a bibliografia revisada são quatro os tipos de GVL mais comuns, conforme a figura 3.1:

A. Asa Delta (AD).

- B. Asa Retangular (AR).
 C. Par de Meia Asas Delta (PMAD).
 D. Par de Meia Asas Retangulares (PMAR).

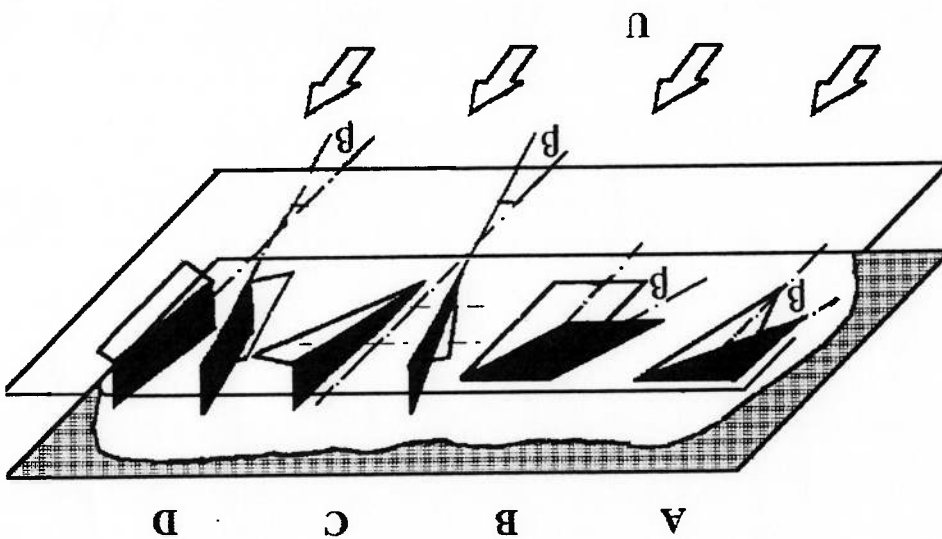


Figura 3.1. Tipos de geradores de vórtices longitudinais.

A geometria do gerador de vórtices e seu posicionamento em relação à superfície onde é colocado fica caracterizada pelas seguintes definições (vide figura 3.2):

β - ângulo de ataque.

b - comprimento da corda do gerador.

H - altura do gerador.

s - espaçamento entre os geradores.

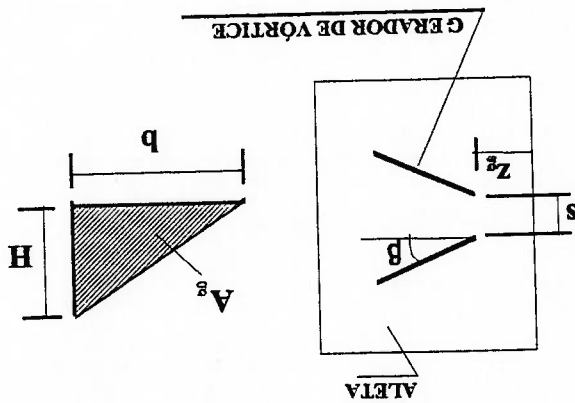
z_g - coordenada axial da posição do gerador (respeito à entrada do canal ou ao tubo).

A_g - área do gerador de vórtice.

A razão de aspecto do gerador é definido como:

$$\Lambda = \frac{A_g}{H^2} = \frac{b}{2H}$$

Figura 3.2. Caracterização geométrica do GVL.



Johnson e Joubert (1969), em um artigo pioneiro nesse tipo de escoamento, estudaram a influência de geradores de vórtices no arrasto e na transferência de calor de um cilindro circular normal ao escoamento de ar. Os autores investigaram dois casos: cilindros sem a presença de geradores de vórtices e cilindros com a presença de geradores de vórtices, que foram posicionados na superfície do cilindro, a um ângulo (θ) a partir do ponto de estagnação (vide figura 3.3). No estudo foram levantados gráficos tanto do coeficiente de arrasto (C_a) como do número de Nusselt, em função do número de Reynolds (50000 a 400000).

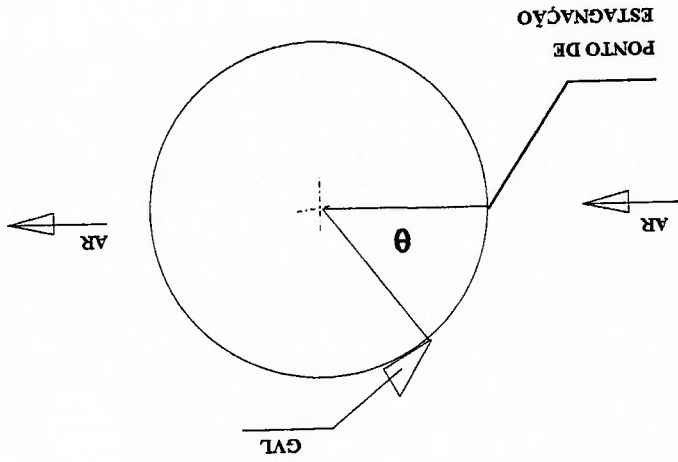


Figura 3.3. Posição dos GVL sobre o cilindro utilizada por Johnson e Joubert.

Para avaliar o arrasto variaram também o ângulo θ entre 20 e 60 graus, obtendo como resultado, que para escoamento subcrítico, o arrasto reduzia-se grandemente se

comparado com o caso em que não existiam geradores de vórtices, pois o deslocamento ocorria para um ângulo maior. Na medida que o ângulo θ aumentava, verificou-se que o efeito da presença do GVL era maior na redução do arrasto.

O estudo da transferência de calor mostrou uma intensificação que variou de 7% a 17,5%, resultado bastante limitado pois para este caso não foi variado o ângulo de ataque do gerador de vórtice.

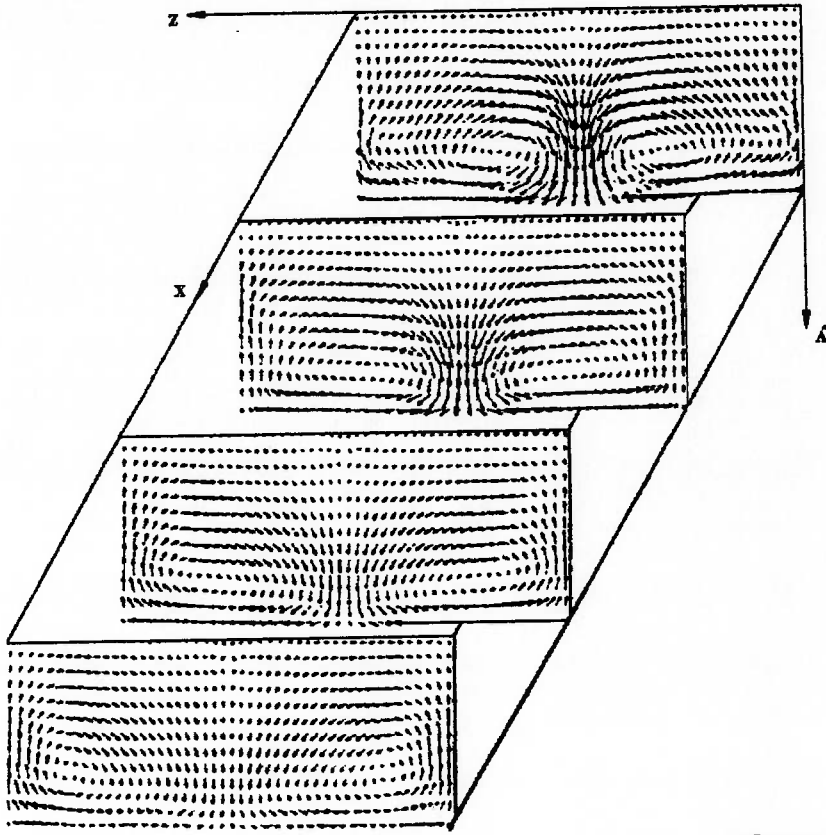
Não obstante apontar a necessidade de novos estudos sobre o assunto da troca de calor, os significativos resultados na redução de arrasto levam a considerar este trabalho para os projetos de trocadores de calor.

Fiebig et al. (1989) apresentaram um trabalho fundamental para o entendimento do mecanismo de atuação dos GVL em canais com escoamentos laminares. O estudo numérico foi desenvolvido com o objetivo de aprofundar o conhecimento da estrutura do campo de velocidades e de Nusselt locais. Os geradores utilizados foram do tipo Asa Delta. Os resultados numéricos em função do ângulo de ataque do GVL mostram uma intensificação local da transferência de calor de até 300 % em relação ao mesmo canal sem geradores de vórtices.

Brockmeier et al. (1989) lançaram uma extensão do trabalho anterior de Fiebig et al. (1989) estudando o campo de velocidades e a distribuição de Nusselt local através de métodos numéricos, num modelo constituído por um canal formado por placas planas paralelas com GVL colocados sobre a placa inferior (figura 3.4). O fluido usado para o estudo foi o ar escoando em regime laminar e de transição (o número de Reynolds foi variado entre 1000-4000). Dois tipos de geradores foram estudados, primeiro o gerador de tipo Asa Delta e um segundo do tipo Par de Meia Asas Delta.

No estudo, o ângulo de ataque variou de 10° até 50° , mantendo constantes as outras características geométricas do gerador.

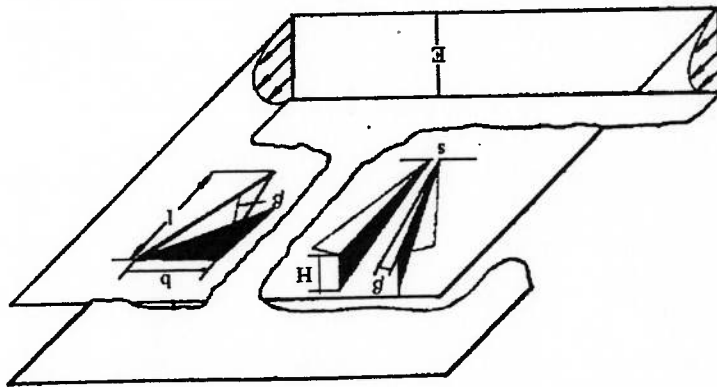
Figura 3.5. Estrutura do campo de velocidades para um GVL tipo Asa Delta entre placas paralelas em escoamento laminar.



escoamento principal.

No caso do gerador de tipo Asa Delta, são gerados dois vórtices rodando em sentidos contrários com seções elípticas e eixos longitudinais que divergem (figura 3.5). A velocidade transversal máxima do vórtice é da mesma ordem que a velocidade do

Figura 3.4. Modelo considerado por Brockmeier et al., 1989. (Asa Delta e Par de Meia Asas Delta entre placas paralelas).



No caso de GVL do tipo Par de Meia Asas Delta observou-se também divergência nos eixos dos vórtices induzidos, porém a seção transversal apresentou-se

circular e não elíptica.

A análise da transferência de calor ao longo do canal mostrou um pico de intensificação muito perto da borda de saída do GV, o qual é resultado de uma diminuição na espessura da camada limite sobre a parede do canal devido ao efeito de blocagem que produz o gerador de vórtices.

A jussante deste pico o número de Nusselt decresce mais lentamente se comparado com o canal sem GVL, este resultado é muito importante para a transferência de calor, já que indica que a intensificação se mantém numa distância relativamente grande após o gerador. Isto se deve fundamentalmente ao movimento do fluido escoando em direção à parede do canal, que é produzido pelo vórtice.

Os autores concluíram que a intensificação cresce com o aumento do número de Reynolds e do ângulo de ataque. O potencial de intensificação da troca de calor que pode ser atingido com o uso de geradores de vórtices em canais com escoamento laminar ficou demonstrado pelos resultados de intensificação média obtidos neste trabalho:

84 % para um Par de Meia Asas Delta com $\beta = 30^\circ$ e $Re = 4000$ sobre um área de canal igual a 45 vezes a área da Meia Asa Delta.

48 % para um Asa Delta com $\beta = 50^\circ$ e $Re = 2000$ sobre um área de canal igual a 173 vezes a área do gerador.

Yanagihara; Torii (1990a, 1990b, 1991) e depois Torii et al. (1991),

desenvolveram uma série de trabalhos experimentais e numéricos com GVL do tipo Meia Asa Delta (MAD), i.e., que os autores utilizaram uma asa triangular colocada sobre a superfície. Com estes trabalhos procuraram um maior entendimento dos mecanismos de transferência de calor na presença de vórtices longitudinais gerados por MAD em escoamento laminar.

Os estudos foram feitos para apenas uma Meia Asa Delta, depois para um Par de Meia Asas Delta e por último para dois arranjos em fileira de um conjunto de MAD,

sendo que os arranjos foram chamados na literatura de arranjo com mesmo sentido de rotação e arranjo com sentido de rotação alternado, ou seja, GVL dispostos para produzir vórtices que rodam no mesmo sentido num caso e em sentido inverso no outro

(vide figura 3.6).

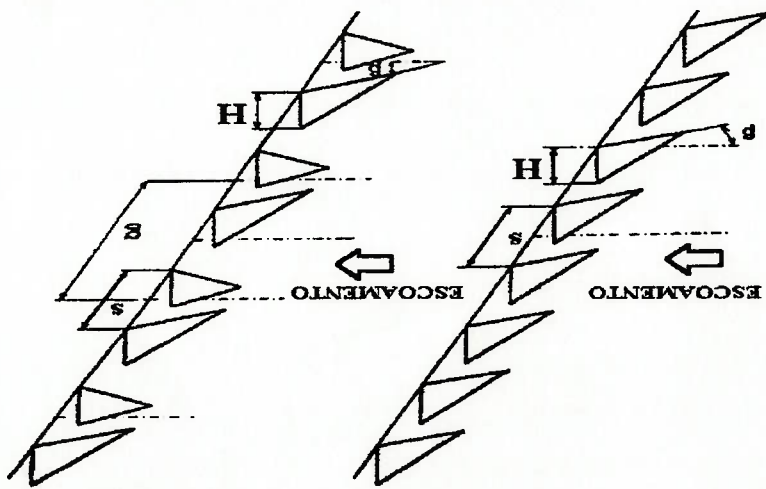


Figura 3.6. Arranjos de MAD para gerar vórtices: a.) com mesmo sentido de rotação b.) no sentido de rotação alternado.

Os objetivos eram estudar o campo de velocidades e sua influência na transferência de calor com os geradores sobre uma placa plana. Para os estudos do campo de velocidades utilizaram um anemômetro de fio quente. Os autores, através do mapeamento da velocidade, observaram pela primeira vez a presença de dois novos vórtices, além do vórtice principal já conhecido antes. Estes foram chamados de vórtice de canto (*corner vortex*) e vórtice induzido. O vórtice de canto, que aparece na base do gerador, no canto formado entre gerador e placa é da mesma natureza do vórtice ferradura. O vórtice induzido é também um vórtice secundário que aparece devido fundamentalmente à presença do vórtice principal.

duas disposições:

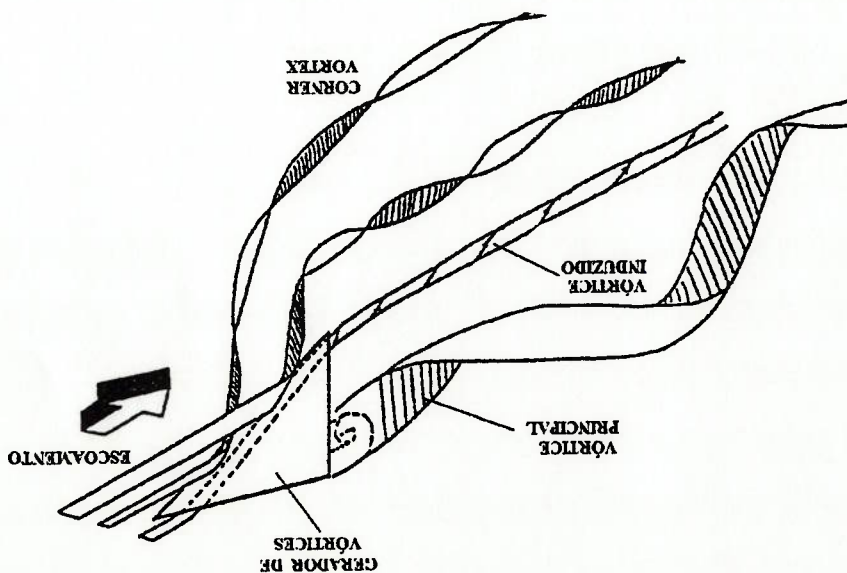
1. Com fluxo comum descendente, ou seja, os geradores colocados de forma que na região entre eles o fluido escoo no sentido da superfície (figura 3.8).
2. Com fluxo comum ascendente, os geradores fazem que na região entre eles o fluido escoo desde a superfície para o meio do escoamento principal (figura 3.8).

A diferença de Brockmeier (1989), o Par de Meia Asas Delta foi estudado em observação pela primeira vez. Observou-se que o aumento do ângulo de ataque leva a um aumento da intensificação da transferência, resultado similar ao obtido por Brockmeier (1989).

O estudo da transferência de calor a jusante do gerador revelou que os maiores níveis de intensificação estão ligados à diminuição da espessura da camada limite, especialmente devido à presença do vórtice principal e do vórtice de canto. Assim foram identificados dois picos de intensificação, um na região "downwash", e o outro associado ao vórtice de canto, na região "upwash", constituindo um aspecto novo ao ser observado pela primeira vez.

Yanagihara e Torii (1991).

Figura 3.7. Esquema dos vórtices longitudinais observados por



A intensificação da transferência de calor local obtida com fluxo comum descendente ficou acima ordem de 200%. Foram encontrados os maiores níveis de intensificação para grandes ângulos de ataque e pequenas distâncias entre vórtices. Neste caso é mais significativa a intensificação da transferência de calor que no caso do fluxo comum ascendente, devido ao movimento do fluido para baixo produzido pela superposição dos dois vórtices, que faz diminuir a espessura da camada limite. Além disso, nos extremos exteriores aos geradores, os vórtices de canto mantêm sua influência aumentando também a transferência de calor.

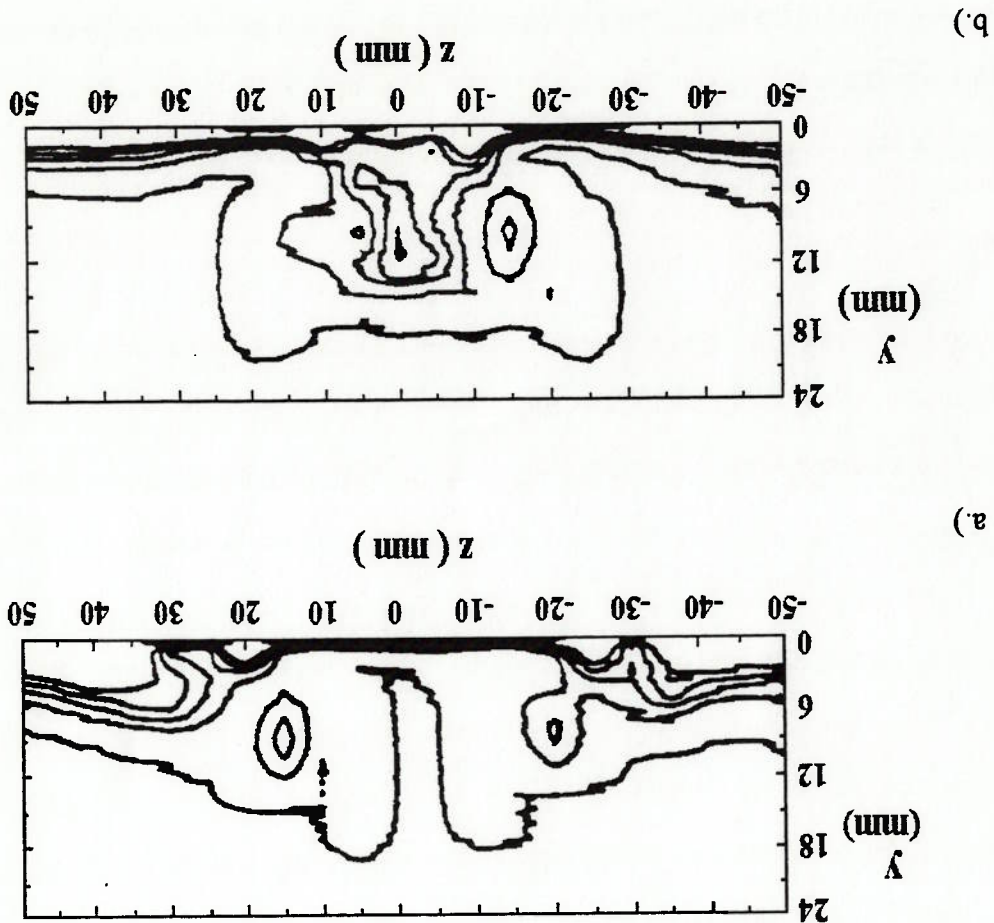


Figura 3.8. Definição do fluxo: a) comum ascendente. b) fluxo comum descendente.

O trabalho com fileiras de geradores de vórtices constitui uma extensão dos resultados obtidos antes. O arranjo dos geradores para produzir vórtices rodando no mesmo sentido (figura 3.6a) produz uma interação desfavorável entre os vórtices, já que aparecem na mesma região o fluxo descendente de um vórtice e o fluxo ascendente do outro vórtice, facilitando a dissipação do movimento vortical.

O arranjo de geradores, que produz vórtices rodando em sentido contrário (figura 3.6 b), comporta-se como uma combinação dos efeitos de Pares de Meia Asas Delta com fluxo comum descendente e fluxo comum ascendente.

Desde o ponto de vista da intensificação da transferência de calor os autores concluíram que o arranjo com sentido de rotação alternado atinge uma mais alta taxa de transferência, devido ao aproveitamento das vantagens do fluxo comum descendente, sendo que os valores do número de Stanton médio obtidos para este arranjo foram entre 15 % e 20 % maiores que para o arranjo com mesmo sentido de rotação para regime laminar, mantendo o mesmo ângulo de ataque para os dois arranjos.

Fiebig et al. (1990) estudaram a possível aplicação de geradores de vórtices tipo Par de Meia Asas Delta em trocadores de calor compactos tubo-aleta para intensificar a transferência de calor e ao mesmo tempo reduzir a perda de carga do escoamento. O trabalho experimental foi desenvolvido numa faixa de número de Reynolds entre 2000 e 5000.

Os resultados obtidos mostraram que:

- a. A colocação dos geradores a montante do tubo não produz um efeito significativo sobre a intensificação da transferência de calor aumentando, por outro lado, a perda de carga, se comparado com o canal constituído por tubo-aleta sem geradores de vórtices.
- b. A colocação dos geradores a jusante do tubo pode intensificar a transferência de calor em termos globais em até 20 %. A perda de carga reduz-se com os geradores a jusante, podendo atingir até 10 % de diminuição em função do número de Reynolds (vide figura 3.9).

seus estudos dentro das faixas apresentadas como ótimas, reduzindo assim o número de modelos e variáveis envolvidos em análises futuras.

Alguns dos resultados mais importantes deste trabalho são os seguintes:

- Geradores de vórtices de tipo asa delta geram vórtices longitudinais com seção transversal elíptica, enquanto as meias asas geram vórtices circulares.
- A circulação do vórtice é maior quanto maior é o ângulo de ataque.
- A intensificação da transferência de calor para todos os tipos de geradores também aumenta na medida que aumenta o ângulo de ataque.
- A maior intensificação é obtida sempre para o gerador Asa Delta. Os resultados demonstram que o formato delta é melhor do que o retangular em termos de intensificação.

Para a faixa estudada, o coeficiente de arrasto é independente do número de Reynolds e do formato do gerador, mas depende da pressão dinâmica e da área frontal do gerador, e portanto do ângulo de ataque.

Neste trabalho foram estudadas também as regiões de instabilidade dos vórtices longitudinais como função do ângulo de ataque e do número de Reynolds.

Garimella e Eibeck (1991) estudaram a intensificação da transferência de calor num canal com uma série de blocos alinhados sobre a parede inferior (num arranjo formado por 5 colunas de 6 elementos cada) e um conjunto de geradores de vórtices de tipo Asa Delta, cada um colocado a montante de uma coluna de blocos.

O objetivo desta pesquisa consistia em avaliar a perda de carga, o grau de intensificação e a variação do coeficiente de transferência de calor em diferentes seções da série de blocos para dois tamanhos diferentes dos geradores de vórtices (o maior com o dobro de altura do menor). A altura do canal de testes também foi variada.

Na faixa de número de Reynolds usada, 1000 a 5000, conclui-se que a intensificação da transferência aumenta com o número de Reynolds no regime laminar, atingindo um pico em torno da transição.

O mapeamento de Nusselt mostrou um aumento de 40 % na segunda e terceira filas, sendo desprezível nas demais fileiras, o que resultou numa intensificação média de apenas 5%. Os maiores graus de intensificação foram obtidos para alturas do canal maiores.

Com relação à perda de carga o aumento médio foi de 7 %.

A importância deste trabalho está em que poderia representar o caso de emprego de duas técnicas de intensificação, ressaltos no canal (*ribs*) e geradores de vórtices, mas os resultados permitem concluir que a combinação não fornece resultados significativos para a intensificação da transferência de calor.

Biswas e Chattopadhyay (1992) escreveram um artigo baseado no estudo numérico da intensificação num canal com geradores de vórtices longitudinais do tipo Asa Delta para um escoamento laminar.

Foram estudados três casos para sua comparação: superfícies lisas sem geradores de vórtices, superfície com o gerador de vórtice colado, i.e., apenas aderido à superfície e superfície com gerador estampado.

Esta última configuração é o aspecto novo do trabalho. Os resultados mostram a estrutura do escoamento ao longo da direção longitudinal do canal, o mapeamento da temperatura, do número de Nusselt e do fator de atrito.

A partir do comportamento do campo de velocidades (figura 3.10), os autores explicam os resultados obtidos com os dois tipos de geradores de vórtices. Assim, desde o ponto de vista da intensificação a Asa Delta não estampada é mais eficaz do que a Asa Delta estampada, devido a que no caso AD estampada a área livre (estampa) permite que parte do escoamento atravessasse a superfície, fazendo que a intensidade do vórtice fique reduzida, tanto na sua circulação como na área abrangida. Porém com a AD estampada atinge-se um 10 % de intensificação se comparado com o canal sem geradores (figura 3.11).

Figura 3.11. Variação do número de Nusselt no canal: a) com AD, b) com AD estampada, c) sem gerador de vórtice.

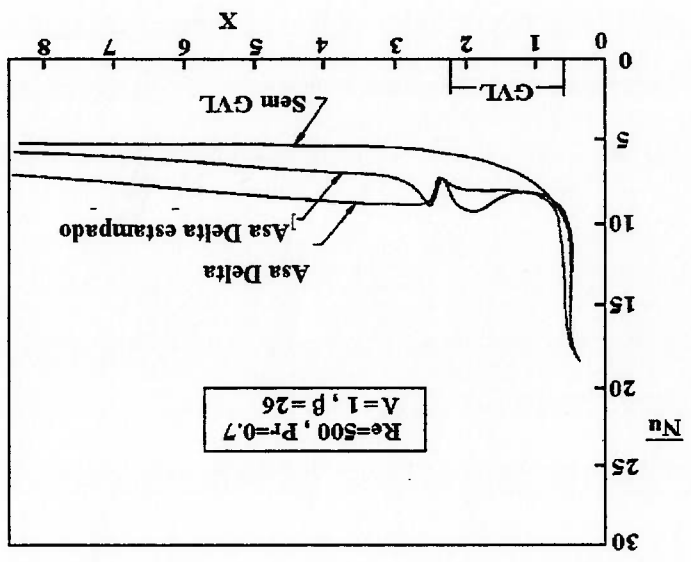
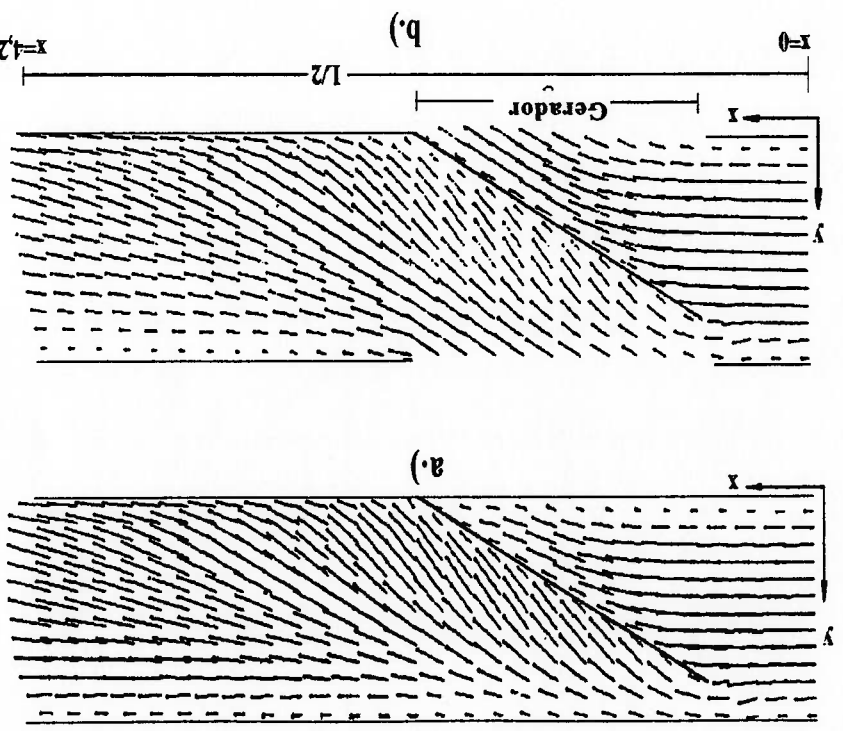


Figura 3.10. Campo de velocidades com: a) Asa Delta, b) Asa Delta estampada.



Neste caso a intensificação à montante pelo efeito de bloqueio devido à superfície do gerador, descrito por Brockmeier (1989), também desaparece pela mesma razão exposta acima.

Em termos de queda de pressão, ou fator de atrito, obtive-se o resultado oposto, ou seja, o gerador de vórtice estampado introduz uma perda de carga menor que a AD colada.

Fica claro, através deste artigo, a grande importância da forma construtiva do gerador para a intensificação da transferência de calor e da queda de pressão.

Fiebig (1993) apresenta o potencial de intensificação de transferência de calor, e sua aplicação para trocadores compactos, de três tipos de geradores de vórtices longitudinais: AD, PMAD e PMAR. O mais relevante é que trata resumidamente o mecanismo de intensificação na presença de geradores de vórtices, colocando a seguinte consideração "... o movimento rotacional do escoamento vortical em torno do eixo paralelo à direção principal do mesmo e a forte mistura de fluido entre a parede e a região afastada desta é o que causa a alta transferência de calor", o que realça as ideias expressas por outros pesquisadores anteriormente. As conclusões apontam à necessidade de estudar mais a razão entre a altura do gerador e altura do canal.

Biswas; Mitra (1993) desenvolveram um estudo numérico com um modelo composto de um canal com um tubo e um gerador do tipo PMAD a jusante deste. A configuração geométrica adotada é um modelo de um elemento de trocador de calor tubo-aleta (figura 3.12).

O objetivo da pesquisa foi conhecer o comportamento da transferência de calor e a estrutura do escoamento no elemento escolhido. Observou-se que, quando o escoamento passa pelo tubo, geram-se os vórtices ferradura. Em seguida, o escoamento vortical atinge o gerador de vórtices, que turbilhona mais o escoamento sobre uma extensa área à jusante.

O fenômeno mais importante da colocação do gerador à jusante do tubo está no fato de que esta região, sem o gerador, é uma zona de recirculação com baixa velocidade, que agora transforma-se numa região de forte vorticidade. Isso explica porque a existência de dois picos de intensificação (figura 3.13), um à montante do tubo na junção com a placa e o outro à jusante do gerador de vórtice. A intensificação neste ponto atinge até 240 %, caindo até o final da placa, onde é de aproximadamente 150 %.

A queda de pressão ao longo do modelo revelou um aumento de 138 % com relação ao duto liso.

Estes resultados mostraram que no regime laminar, para o qual foi feito o estudo numérico, a colocação de geradores de vórtices à jusante do tubo garante um aumento da transferência de calor muito maior do que o incremento no arrasto.

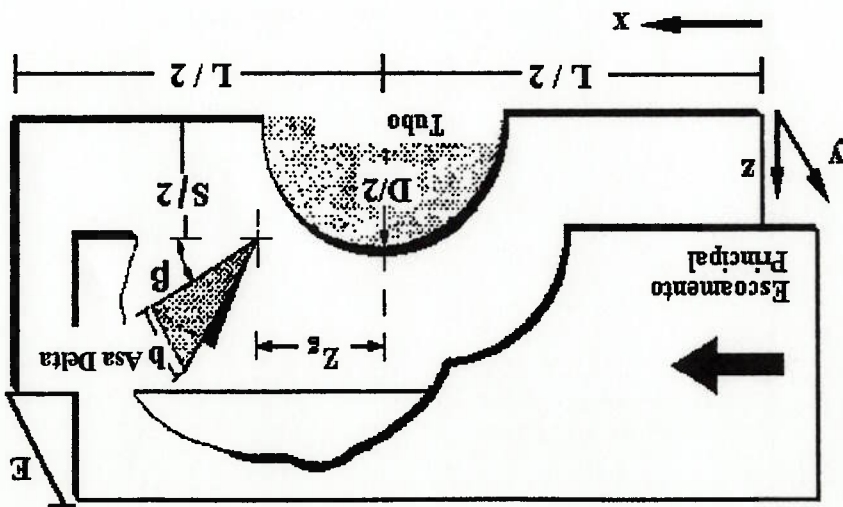


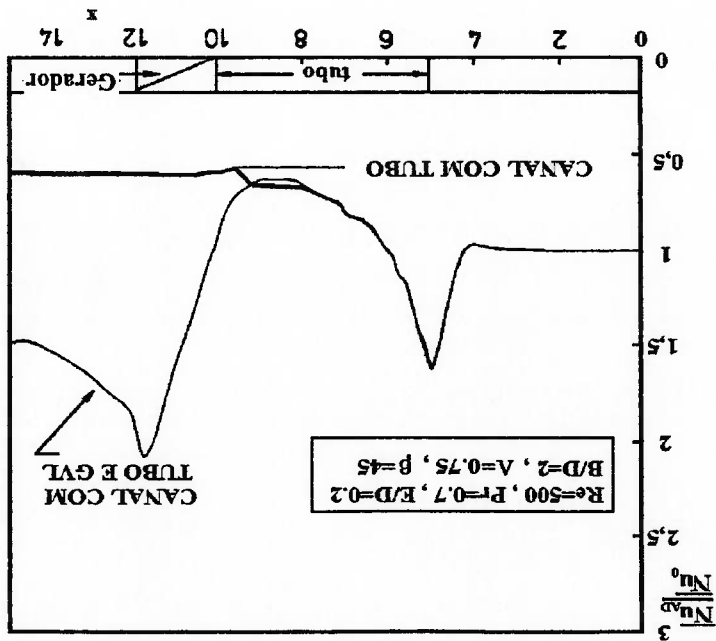
Figura 3.12. Elemento de trocador de calor tubo-aleta usado como modelo.

Valencia et al. (1993) fizeram um estudo similar a Biswas, Mitra (1993) só que através de um modelo experimental, também para regime laminar. A seção de testes foi montada com um modelo que constitui o núcleo de um trocador de calor compacto real, formado de aletas sobrepostas atravessadas por tubos com geradores de vórtices do tipo PMAD montados à jusante de cada tubo.

Foram estudadas 5 configurações: 1) canal composto somente de placas planas, 2) placa plana com tubos em linha, 3) placa plana com tubos alternados (quincôncio), 4) placa plana com tubos em linha e PMAD a jusante de cada tubo, 5) placa plana com tubos alternados e PMAD.

O estudo foi feito na placa central da seção de testes, com o objetivo de conhecer o comportamento da intensificação da transferência de calor e da queda de pressão. Os resultados (figuras 3.14 e 3.15) mostram que com a presença de GVL, a transferência de calor no caso de arranjo em linha aumenta significativamente até 63%, mesmo que a queda de pressão aumente 20%. Por outro lado, para o arranjo alternado,

Figura 3.13. Comparação de Nusselt entre a configuração tubo-aletas com GVL e com aletas lisas.



a intensificação e o aumento na queda de pressão foram desprezíveis, 9 % e 3 %

respectivamente.

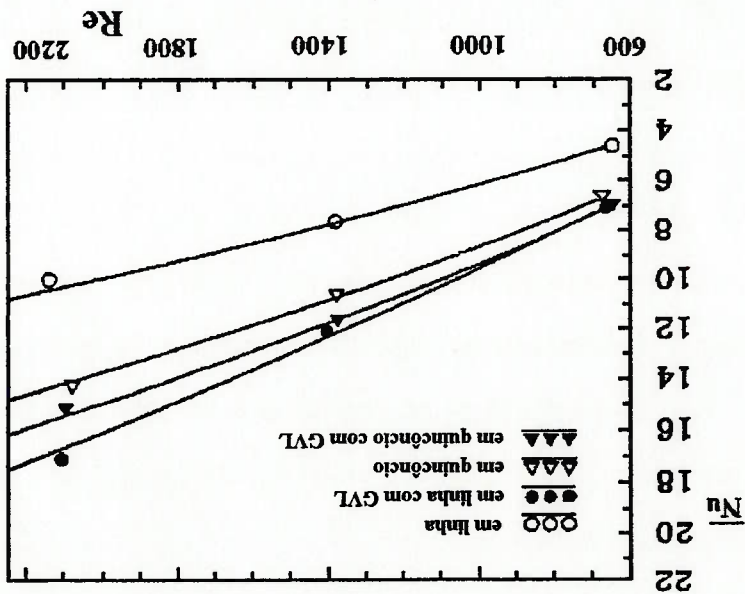


Figura 3.14. Número de Nusselt médio na área de testes vs. número de

Reynolds.

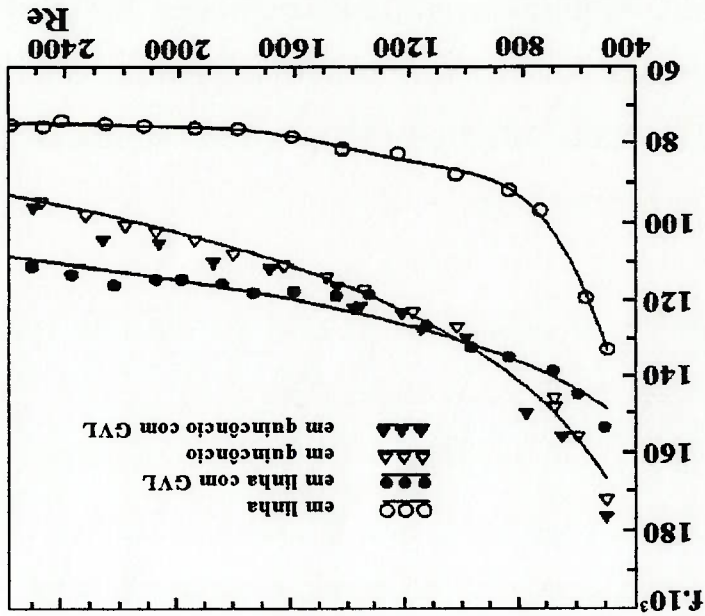


Figura 3.15. Fator de atrito vs. número de Reynolds.

De acordo com os autores, o arranjo em linha com geradores de vórtices é possivelmente a melhor escolha para seu emprego em trocadores de calor. A limitação fundamental deste artigo é de não ter realizado estudos para diferentes posições e características geométricas dos geradores.

Tiggelbeck et al. (1993) investigaram experimentalmente o comportamento, de duas fileiras em série de geradores de vórtices do tipo AD estampadas no canal, com o objetivo de avaliar a transferência de calor e a perda de carga. As fileiras de GVL foram dispostas em arranjos alinhados e alternados, colocados em rotação contrária estampados pela frente do gerador, para diminuir o efeito negativo introduzido pela estampagem.

A análise qualitativa da estrutura do escoamento, visualizado através de evaporação de glicetina, revelou novamente a dependência da estrutura vortical em relação ao ângulo de ataque e o número de Reynolds. A maior instabilidade nos vórtices mostrara-se na segunda fileira de geradores, como resultado do aumento da turbulência gerada pelos vórtices da primeira fileira, sendo que os valores críticos de ângulos de ataque da primeira e segunda fileiras de geradores de vórtices são de 70 e 55 graus, respectivamente.

Para os dois arranjos estudados a estrutura do escoamento foi praticamente idêntica após as duas primeiras fileiras de geradores. A intensificação da transferência de calor foi maior na região a jusante da segunda fileira de geradores, i.e., a segunda fileira comporta-se como um amplificador dos vórtices que chegam da primeira fileira.

O valor de Nusselt global foi, no caso de arranjo em linha, 60 % maior que para o canal liso e 5 % maior que para arranjo alternado. A perda de carga, expressa pelo coeficiente de arrasto, comportou-se diferentemente do duto liso, pois agora não diminui rapidamente com o aumento de Reynolds, sendo quase constante até o final do duto.

Analisando a relação intensificação da transferência de arrasto, observou-se que para arranjos em linha esta variou entre 0,6 e 0,66, e para arranjos

alternados de 0,62 até 0,67, para valores de Reynolds entre 2000 e 8000. Conclui-se então que o arrasto foi mais influenciado que a transferência de calor para os dois arranjos.

Brockmeier et al.(1993) desenvolveram um trabalho com o objetivo de estabelecer critérios que permitam comparar o desempenho de diferentes superfícies de transferência das utilizadas em trocadores compactos. Para o estudo foram tomadas uma superfície com GVL do tipo PMAD e outras quatro escolhidas de Kays e London (1984), uma de aletas planas formando canais retangulares, outra de aletas planas com canais triangulares, uma terceira do tipo veneziana (*lowered*) e uma do tipo de aletas alternadas (*offset strip fin*).

As bases da comparação foram a de manter a mesma capacidade de transferência de calor e potência de bombeamento. Assim, para a faixa laminar, concluíram que a superfície com GVL-PMAD obteve o melhor desempenho, pois com ela a superfície de transferência de calor pode ser reduzida em 76 % comparada com a superfície de Kays e London (1984) com canais retangulares. Esta conclusão demonstra a vantagem desta técnica de intensificação em relação às outras superfícies usadas com fins similares. O método apresentado por Brockmeier et al. é uma ferramenta muito útil para a análise comparativa entre diferentes geometrias e disposições de geradores de vórtices que possam ser testadas neste ou em outros trabalhos.

Biswas et al. (1994a) estudaram numericamente a intensificação da transferência de calor numa configuração tubo-aleta, colocando a juaante do tubo GVL do tipo PMAD. Esta disposição é semelhante à empregada por Valencia et al. (1993). Obtiveram a distribuição do número de Nusselt médio em cada seção transversal do canal em função da coordenada na direção do escoamento principal para a superfície com GVL. Estes resultados foram comparados em relação aos de tubo-aleta sem geradores de vórtices, refletindo uma intensificação local de até 240 % na primeira superfície.

Observou-se que a intensificação começa a manifestar-se desde a região de recirculação à jusante do tubo até atingir o pico imediatamente após do GV, demonstrando que existe uma interação entre os vórtices longitudinais e os vórtices ferradura, que produz um aumento no transporte de quantidade de movimento e de calor na região de recirculação.

Verificou-se que a intensificação é crescente com o aumento do número de Reynolds. A validade dos resultados deste trabalho foi comprovada por comparação com os valores de Valencia et al (1993), sendo que os desvios encontrados foram de pequena ordem (vide figura 3.16).

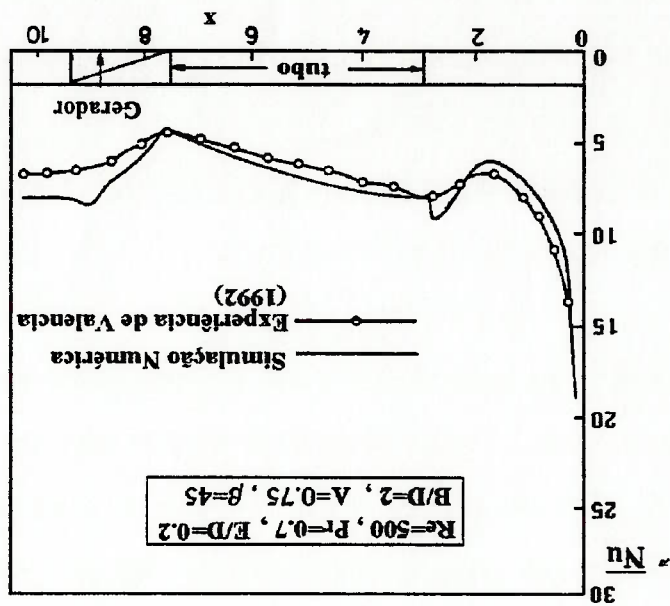


Figura 3.16. Comparação entre os valores de Nusselt obtidos por Biswas et al. (numéricos) e os resultados experimentais de Valencia et al. (1993).

Biswas et al. (1994 b) apresentam um estudo numérico comparativo da colocação de geradores de vórtices longitudinais de tipo AD e PMAD num escoamento laminar em canal retangular. A análise é baseada na intensificação da transferência de calor, no valor do coeficiente de atrito e na eficiência baseada na Segunda Lei da Termodinâmica.

Os resultados obtidos mostram que o número de Nusselt como função da coordenada da direção do escoamento é maior para a AD do que para o PMAD, i.e., o GVL-AD atinge uma intensificação da troca de calor 20% maior do que o GVL-PMAD para as mesmas condições do canal, escoamento e de geometria do gerador. Analisando as perdas de carga os resultados são contrários, a AD tem valores do coeficiente de atrito 14% superiores aos de PMAD para a faixa de Reynolds de 500-3000. Conclusões semelhantes foram obtidas em outros trabalhos incluídos nesta revisão bibliográfica, e em todos os casos os autores afirmam que a razão destes resultados é devido ao fato que a Asa Delta gera vórtices muito mais intensos que o Par de Meia Asas Delta.

A novidade deste trabalho é que os autores desenvolvem mais um critério para medir o desempenho dos geradores de vórtices, baseado na Segunda Lei da Termodinâmica. Os processos de troca de calor por convecção apresentam dois tipos de perdas, perdas devido ao atrito do fluido e perdas devido à transferência de calor através de uma diferença finita de temperatura. Estes dois fenômenos são manifestações de irreversibilidade. Portanto, uma avaliação mais completa das técnicas de intensificação deve conter também o ponto de vista termodinâmico.

Biswas et al. (1994 b) obtiveram a variação de entropia volumétrica gerada como função do número de Reynolds para cada um dos tipos de GVL estudados, resultando que a AD gera muito mais entropia que o PMAD. Na medida que o número de Reynolds aumenta, a diferença entre os resultados dos dois tipos de geradores de vórtices é maior ainda, já que a AD gera vórtices cada vez muito mais intensos do que o PMAD, fazendo com que as perdas por atrito, e portanto a geração de entropia, aumentem mais rapidamente no caso da AD.

Conclui-se que, embora a AD tenha um melhor desempenho para intensificar a transferência de calor, o gerador mais efetivo em relação à eficiência no uso da energia é o PMAD.

3.3. ANALOGIA ENTRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E A

TRANSFERÊNCIA DE MASSA.

A analogia calor-massa é a base para a aplicação da técnica de sublimação de naphaleno. A analogia permite, a partir dos dados obtidos pela técnica de sublimação de naphaleno, inferir os dados para o cálculo dos coeficientes da transferência de calor. Para entender a analogia parte-se das equações diferenciais que modelam o processo físico em questão.

A analogia entre a troca de calor e de massa foi descrita em detalhes por Eckert (1976) para um fluido de propriedades constantes. Dado que os objetivos deste trabalho estão dirigidos aos trocadores de calor compactos de tipo tubo-aleta, o desenvolvimento da teoria da analogia será feito baseado neste tipo de equipamento, embora pudesse ser tratada também para outras condições.

Os trocadores de calor compactos tubo-aleta operam tipicamente em regime permanente com escoamento laminar. É por isso que adotam-se estas condições como hipótese, além de outras que se listam a seguir com o objetivo de facilitar a análise. Hipóteses para a aplicação da analogia calor-massa:

- O escoamento é bidimensional.
- As propriedades do fluido são constantes, o que é válido para pequenas diferenças de concentração e de temperatura no fluido.
- A velocidade na direção do escoamento é muito maior que a velocidade na direção transversal.
- Os gradientes térmico, viscoso e de concentração na direção normal à superfície de transferência são muito maiores que na direção do escoamento.
- A dissipação viscosa no fluido é desprezível.
- O escoamento é livre de fontes internas de calor e não ocorrem reações químicas.
- A taxa de transferência de massa da substância A para o fluido B deve ser pequena, para que as condições de contorno sejam satisfeitas (vide apêndice A).

- A concentração de A diluída em B é suficientemente pequena para garantir que as propriedades do fluido sejam constantes.

Levando-se em conta as hipóteses acima, o modelo do escoamento fica descrito

pelas seguintes equações:

Equação de continuidade:

$$(3.1) \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} = 0$$

Equação da quantidade de movimento na direção x:

$$(3.2) \quad u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}$$

Considerando a transferência de calor, a equação da energia fica:

$$(3.3) \quad u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

Substituindo a transferência de calor por um processo de troca de massa, ocorrendo da superfície para o escoamento, tem-se então um meio de dois componentes A e B e uma só fase, que pode ser modelado pela equação de transferência de massa:

$$(3.4) \quad u \cdot \frac{\partial c_A}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial c_A}{\partial z} = D_{AB} \cdot \frac{\partial^2 c_A}{\partial z^2}$$

Estas equações estão sujeitas às seguintes condições de contorno:

$$(3.5) \quad \begin{aligned} u^{(x,0)} &= 0 & u^{(x,\infty)} &= u_\infty & u^{(0,z)} &= u_\infty \\ v^{(x,0)} &= 0 & v^{(x,\infty)} &= 0 & v^{(0,z)} &= 0 \\ T^{(x,0)} &= T_s & T^{(x,\infty)} &= T_\infty & T^{(0,z)} &= T_\infty \\ c_A^{(x,0)} &= c_{A,s} & c_A^{(x,\infty)} &= c_{A,\infty} & c_A^{(0,z)} &= c_{A,\infty} \end{aligned}$$

Para garantir a analogia calor - massa é necessário que as equações diferenciais que descrevem os processos de transferência de calor e de massa e as condições de contorno para os mesmos sejam análogas.

As equações e as condições de contorno podem ser simplificadas trabalhando

com variáveis adimensionais, definidas da seguinte maneira:

$$(3.6) \quad x^* = \frac{x}{L} \quad z^* = \frac{z}{L}$$

onde L é um dado comprimento de referência.

$$u^* = \frac{u}{u_\infty} \quad v^* = \frac{v}{v_\infty}$$

$$p^* = \frac{p \cdot u_\infty^2}{p_\infty}$$

$$T^* = \frac{T - T_s}{T_\infty - T_s}$$

$$c_{v,s}^* = \frac{c_v - c_{v,s}}{c_{v,\infty} - c_{v,s}}$$

(3.7)

Observa-se que tanto a temperatura adimensional T^* como a concentração $c_{v,s}^*$ foram definidas com relação à T_s e $c_{v,s}$ (da superfície de transferência) e T_∞ e $c_{v,\infty}$ (do escoamento livre, afastado da superfície).
Substituindo ditas variáveis adimensionais nas equações que descrevem os respectivos processos obtêm-se:

$$(3.8) \quad \frac{\partial u^*}{\partial v^*} + \frac{\partial z^*}{\partial z^*} = 0$$

$$(3.9) \quad u^* \cdot \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \cdot \frac{\partial u^*}{\partial z^*} = - \frac{\partial u^*}{\partial p^*} + \frac{1}{Re_L} \cdot \frac{\partial^2 u^*}{\partial z^{*2}}$$

$$(3.10) \quad u^* \cdot \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \cdot \frac{\partial T^*}{\partial z^*} = \frac{1}{Re_L \cdot Pr} \cdot \frac{\partial^2 T^*}{\partial z^{*2}}$$

$$(3.11) \quad u^* \cdot \frac{\partial c_{v,s}^*}{\partial x^*} + v^* \cdot \frac{\partial c_{v,s}^*}{\partial z^*} = \frac{1}{Re_L \cdot Sc} \cdot \frac{\partial^2 c_{v,s}^*}{\partial z^{*2}}$$

Adimensionalizando as condições de contorno obtêm-se:

Conhecendo a definição do número de Nusselt, que caracteriza o gradiente de temperatura sobre a superfície de transferência em forma adimensional:

$$h_c = \frac{q}{T_s - T_\infty} \quad h_m = \frac{c_{A,s} - c_{A,\infty}}{\dot{m}_A} \quad (3.16)$$

entre os fluxos de calor e massa e seus respectivos potenciais ficam:

Os coeficientes de transferência de calor e de massa definidos como a relação

$$c_A^* = c_A^*(x^*, z^*, Re_L, Sc) \quad (3.15)$$

$$T^* = T^*(x^*, z^*, Re_L, Pr) \quad (3.14)$$

consequência, suas soluções em forma funcional também são semelhantes, i.e.:

A equação da energia e de conservação das espécies são análogas e, em

$$u^* = u^*\left(x^*, z^*, \frac{dp^*}{dx^*}, Re_L\right) \quad (3.13)$$

funcional da forma

u^* e v^* é a mesma para os dois processos, podendo ser expressa por uma relação de transferência de calor ou de massa possa estar presente ou não. Portanto a solução de escoamento de um fluido com propriedades constantes é independente do fato de que a solução das equações da quantidade de movimento e da continuidade para

$$\begin{aligned} c_A^{*(0,z^*)} &= 1 \\ c_A^{*(x^*,\infty)} &= 1 \\ c_A^{*(x^*,0)} &= 0 \\ T^{*(0,z^*)} &= 1 \\ T^{*(x^*,\infty)} &= 1 \\ T^{*(x^*,0)} &= 0 \\ v^{*(x^*,0)} &= 0 \\ u^{*(0,z^*)} &= 1 \\ u^{*(x^*,\infty)} &= 1 \\ u^{*(x^*,0)} &= 0 \end{aligned} \quad (3.12)$$

este pode ser usado para descrever a solução funcional expressa anteriormente. A

$$\text{Nu} = \frac{\partial T^*}{\partial z^*} \Big|_{z^*=0} = \frac{h_o L}{k} \quad (3.17)$$

dependência de z^* pode ser tirada da relação ($z^* = 0$), obtendo:

$$\text{Nu} = \text{Nu}(x^*, \text{Re}_L, \text{Pr}) \quad (3.14)$$

Fazendo uma análise semelhante para a transferência de massa, encontra-se uma

expressão adimensional para o gradiente de concentração sobre a superfície, o número

de Sherwood. Aqui o coeficiente de transferência de calor é trocado pelo coeficiente de

transferência de massa e a Lei de Fourier pela Lei de Fick da difusão. O uso da Lei de

Fick requer a hipótese de baixa transferência de massa, para garantir que a condição de

contorno adotada de velocidade transversal sobre a parede ($v_{(x,0)}^* = 0$), não seja afetada

pelo fluxo de massa que sai da superfície através da camada limite. Se fosse grande

implicaria num movimento de massa com uma velocidade transversal à superfície. O

apêndice A apresenta uma justificativa para esta hipótese.

O número de Sherwood para uma dada geometria pode ser expressa como:

$$\text{Sh} = \frac{h_m L}{D_{AB}} = \frac{\partial c_A^*}{\partial z^*} \Big|_{z^*=0} = \text{Sh}(x^*, \text{Re}_L, \text{Sc}) \quad (3.15)$$

A diferença entre as relações funcionais associadas aos números de Nusselt e

Sherwood está nos números de Prandtl e Schmidt. Acontece que para a maioria dos

escoamentos, incluindo os casos a considerar neste trabalho, os números de Nusselt e

Sherwood obtidos de trabalhos experimentais são correlacionados por equações da

seguinte forma:

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= c_1 \text{Re}_L^m \text{Pr}^n \\ \text{Sh} &= c_2 \text{Re}_L^m \text{Sc}^n \end{aligned} \quad (3.18)$$

Dividindo as duas equações, a dependência comum de x^* e Re_L fica com valor 1,

obtendo-se:

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^n} = \frac{\text{Sh}}{\text{Sc}^n} \quad (3.19)$$

Esta relação expressa a analogia entre a transferência de calor e de massa e é válida para regime laminar e turbulento sempre que $\text{Pr} = \text{Sc}$. O resultado mostra que,

para condições geométricas e de contorno similares, pode-se simplesmente substituir na equação da energia ou das espécies, T por c_A e Pr por Sc e uma se transforma na outra. Ou seja, tendo a solução da transferência de massa para um caso onde se cumprem as condições para a analogia, então tem-se a solução para a transferência de calor apenas trocando o número de Sherwood por Nusselt e o número de Schmidt por Prandtl e vice-versa.

Na expressão 3.19 o expoente n é uma constante empírica determinada dos resultados experimentais, sendo encontrada na faixa de 1/2 a 1/3. O valor de n é tomado geralmente igual a 1/3 para valores moderados e altos de Pr e Sc. No entanto para baixos valores de Pr e Sc costuma-se tomar $n=1/2$. Sparrow, Hajiloo (1980) recomendam empregar $n=0,4$ para $Sc < 2,5$, mas como nenhum outro trabalho na bibliografia consultada adota o critério de Sparrow, neste caso toma-se o valor $n=1/3$ universalmente usado em trabalhos com nãftaleno.

A analogia entre a transferência de calor e de massa pode ser expressa de outras formas. O número de Sherwood e o número de Nusselt podem ser apresentados como o produto de três adimensionais, i.e.

$$\begin{aligned} Sh &= St_m \cdot Re \cdot Sc \\ Nu &= St_c \cdot Re \cdot Pr \end{aligned} \quad (3.20)$$

onde St_m, St_c são os números de Stanton para transferência de calor e de massa respectivamente. Substituindo-os na equação 3.19 obtêm-se:

$$St_m \cdot Sc^{1-n} = St_c \cdot Pr^{1-n}$$

que é a forma equivalente de apresentar a analogia "j" de Colburn para transferência de calor e massa.

$$\begin{aligned} j_m &= j_c \\ j_m &= St_m \cdot Sc^{1-n} \quad e \quad j_c = St_c \cdot Pr^{1-n} \end{aligned} \quad (3.21)$$

As expressões da analogia foram apresentadas em termos de números adimensionais locais, mas podem ser integradas resultando expressões semelhantes em termos de valores globais.

Embora a analogia entre a troca de calor e de massa possa ser usada nos dois sentidos, em muitos casos o processo de transferência de massa é montado experimentalmente com condições de contorno mais claras, sendo estudado com maior facilidade e exatidão do que o correspondente processo de troca de calor.

3.4. TÉCNICA DE SUBLIMAÇÃO DE NAFTALENO.

3.4.1. INTRODUÇÃO.

Existe um grande número de técnicas para desenvolver experiências onde a analogia de transferência de massa é utilizada para estudar a transferência de calor entre superfícies e meios gasosos. Dentro desse grupo de técnicas distingue-se a sublimação de naftaleno por suas múltiplas vantagens.

A técnica de sublimação de naftaleno foi introduzida para estudos de analogia entre calor e massa por Jacob e Kezios em 1953. As vantagens deste método estão em que contém resultados com boa exatidão e alta resolução para a determinação dos coeficientes global e locais de transferência de calor.

A sublimação de naftaleno permite estudar a componente convectiva dos processos de troca de calor, sem ter presentes as indesejáveis perdas externas devidas à condução e radiação de calor.

Assim, com esta técnica é possível obter condições de contorno isotérmicas ou adiabáticas com mínimo ou nenhum erro, o que só se consegue de forma aproximada, em testes de transferência de calor. A superfície de naftaleno a temperatura e pressão constantes fazem com que a pressão de vapor saturado e a concentração de naftaleno sobre a superfície sejam constantes também. Esta condição de contorno equivale a uma superfície isotérmica na analogia com a transferência de calor. Por outro lado, uma superfície inativa (não sublimante) corresponde a uma condição de parede adiabática.

A técnica de sublimação de naftaleno é simples, sendo relativamente fácil construir e manipular a seção de teste usada, pois não necessita de complexos sistemas de aquecimento e medição (tais como resistências, isolamentos e termopares) próprios de seus processos térmicos correspondentes.

O naftaleno é um composto do grupo dos hidrocarbonetos aromáticos. Seu estado normal, à pressão atmosférica, é sólido, só que um sólido com características muito adequadas para ser utilizado em experiências de troca de massa. O naftaleno tem a propriedade de sublimar em condições de pressão normal e temperatura relativamente baixa, ou seja, à temperatura ambiente tem uma pressão de vapor suficiente alta.

O naftaleno a pressão normal (1 bar) apresenta uma temperatura de fusão baixa (80°C), o que faz possível fundi-lo e moldá-lo sem grande esforço na forma mais útil para seu emprego em diferentes experiências.

Por último, as propriedades físicas do naftaleno são bem conhecidas, sendo um material de fácil de aquisição, não tóxico, nem oxidante.

Dada a sua grande potencialidade, a sublimação de naftaleno tem sido empregada por diferentes autores para o estudo de processos de transferência de calor por convecção e em particular para pesquisar as técnicas de intensificação da transferência de calor usando geradores de vórtices longitudinais.

Um resumo de trabalhos encontrados na revisão bibliográfica que usaram esta técnica é apresentado na tabela 3.1.

Tabela 3.1. Trabalhos encontrados na pesquisa bibliográfica onde tem sido aplicada a técnica de sublimação de nãfaleno.

Temas de estudo.	Relação de trabalhos.
1. Estudo da transferência de calor na região de estagnação de discos circulares.	62, 63, 67.
2. Estudo da transferência de calor em placas planas retangulares com ângulo de ataque variável com relação ao escoamento.	68.
3. Estudo da transferência de calor ao redor de um cilindro circular perpendicular ao escoamento.	32, 33.
4. Estudo da transferência de calor ao redor de prismas quadrados com diferentes ângulos de ataque e ao redor de arranjos de prismas retangulares.	36, 88.
5. Estudo da transferência de calor sobre superfícies planas e em dutos com arranjos de <i>p-in-fin</i> em linha e em quincôncio.	20, 58, 84.
6. Extensão do estudo anterior para diferentes formas de aletas na procura de aumentar as taxas de transferência de calor.	51, 69.
7. Estudo da transferência de calor em arranjos de placas periodicamente interrompidas alinhadas paralelas ao escoamento no interior de dutos.	70.
8. Estudo da transferência de calor sobre placas planas, sobre as paredes de dutos de seção retangular, quadrada e anelar.	45, 61, 64, 71, 72.
9. Estudo da intensificação da transferência de calor em dutos com <i>ribs</i> em forma de barras de seção quadrada e circular e em arranjos de aletas planas.	37, 46, 47, 73.
10. Estudo da transferência de calor sobre as paredes de dutos com corrugações periódicas.	53, 65.
11. Extensão do estudo anterior a modelos de componentes eletrônicos.	74.
12. Estudo da transferência de calor em leitos fluidizados.	5.
13. Estudo da transferência de calor na região entre pás de turbinas de gás.	35.
14. Estudo da transferência de calor sobre elementos em movimento, tais como discos, cilindros e anéis em rotação.	43, 44, 48, 75, 76, 77.
15. Estudo da transferência de calor por convecção natural sobre diferentes geometrias.	12, 34, 78, 79.

3.4.2. PROPRIEDADES DO NAFTALENO.

O método da sublimação de naphaleno fornece resultados com baixas incertezas, mas para isto exige valores das propriedades com suficiente exatidão, especialmente das propriedades básicas: massa específica do sólido, pressão de vapor saturado, coeficiente de difusão no ar e número de Schmidt.

A seguir são apresentados na tabela 3.2. as propriedades do naphaleno dadas por Kudchadker apud Goldstein; Cho (1995).

Tabela 3.2. Propriedades do naphaleno.

Propriedades	Unidade	Valores
Fórmula química		$C_{10}H_8$
Peso molecular	g/mol	128,16
Ponto de fusão	°C	80,2
Ponto triplo	°C	80,28
Ponto de ebulição	°C	217,993
Entalpia de sublimação	kJ/mol	70,36
Temperatura crítica	°C	472,50
Densidade do líquido (a 80,23 °C)	kg / m ³	987,0
(a 120 °C)		946,0
(a 130 °C)		938,0
Densidade do sólido (a 20 °C)	kg / m ³	1175,0
Condutividade térmica do sólido	W/m.K	0,333

O naphaleno contém impurezas misturadas, porém elas não constituem um problema pois durante o processo de fusão as mesmas podem ser extraídas, afetando pouco o resultado das experiências.

Pressão de vapor do naftaleno.

A pressão de vapor saturado pode ser calculada através de equações semi-empíricas derivadas da equação de Clausius - Clapeyron, cuja forma geral é:

$$\log p_v = \frac{T}{a} + b \quad (3.22)$$

onde a e b são constantes específicas da substância. Estas constantes acham-se tabeladas para intervalos de temperatura bem definidos.

Sabe-se, no entanto, que existem diferenças razoáveis de uma referência para outra no mesmo intervalo de temperatura para a mesma substância. A razão para essa diferença deve-se ao fato de que a pressão de vapor dos sólidos pode variar com a forma de cristalização, de acordo com Sherwood; Bryant (1957).

As equações encontradas não oferecem dados sobre as condições do naftaleno, tornando difícil escolher a melhor equação para este trabalho.

Na tabela 3.3 apresenta-se um resumo das equações para a determinação da pressão de vapor saturado de naftaleno obtidas por diferentes autores. As mesmas tem sido ordenadas cronologicamente. Embora existam outras equações, só foram colocadas na tabela aquelas cuja faixa de temperatura inclui a temperatura ambiente, i.e. a temperatura de teste para este trabalho.

Comparando os valores fornecidos pelas correlações (figura 3.17), observa-se que as diferenças são da ordem de 7%. A correlação escolhida para este trabalho é a equação de Ambrose (1975), cujos resultados ficam na média do conjunto, com a característica de que a faixa de incertezas da mesma de 3,8% abrange as diferenças com as outras correlações. Além disso, esta correlação é a mais usada atualmente nos trabalhos de sublimação de naftaleno consultados, dentre aqueles que fazem referência a este tópico.

Tabela 3.3 . Pressão de vapor saturado de naftaleno.

Referência	Faixa de temperatura (°C)	Correlações	Métodos e incertezas.
International Critical Tables (1929)	0 a 60	$\log P_n = 11,7797 - \frac{3812,34}{T} - 0,02593 \log T$ P_n em mmHg; T em K	Evaporação 4,2%
Bradley e Cleasby (1953)	6,7 a 20,7	$\log P_n = 10,597 - \frac{3783}{T}$ P_n em cmHg; T em K	Efusão
Sherwood e Bryant (1957)	0 a 38	$\log P_n = 11,55 - \frac{3765}{T}$ P_n em mmHg; T em K	Evaporação
Gil'denblat et al. (1960)	16 a 50	$\log P_n = 11,424 - \frac{3722,5}{T}$ P_n em mmHg; T em K	Saturação dinâmica 0,0052 mmHg
Fowler et al. (1968)	16 a 80	$\log P_n = 10,0896 - \frac{2926,61}{T + 237,332}$ P_n em mmHg; T em °C	Evaporação 0,022 mmHg
Ambrose et al. (1975)	-43 a 71	$T \cdot \log P_n = \left(\frac{1}{2}\right) a_0 + \sum_{i=1}^3 a_i \cdot E_i(x)$ $x = [2T - (T_{\min} + T_{\max})] / (T_{\max} - T_{\min})$ $a_0 = 301,6247; a_1 = 791,4937$ $a_2 = -8,2536; a_3 = 0,4043$ $E_{1(x)} = x; E_{2(x)} = 2x^2 - 1; E_{3(x)} = 4x^3 - 3x$ P_n em Pa; T em K	Saturação do gás 3,8%

Kudchadker et al. (1978)	-10 a 36,85	$\log p_n = 14,47884 - \frac{8037,107}{T + 137,62}$ $p_n \text{ em bar ; } T \text{ em K}$	Saturação do gás 1% para 20 Pa < p _n < 0,04 bar
Macknick e Prausnitz (1979)	7,15 a 31,85	$\log p_n = 26,25 - \frac{8575}{T}$ $p_n \text{ em mmHg ; } T \text{ em K}$	Saturação do gás 2,2%
De Kruijff et al. (1981)	0 a 80	$R \cdot \ln p_n = 20,0885 + 72513 \left(\frac{1}{298,15} - \frac{1}{T} \right)$ $-57,53 \left[\frac{298,15}{T} - 1 + \ln \left(\frac{T}{298,15} \right) \right]$ $p_n \text{ em Pa ; } T \text{ em K}$	Estático 1,6% (incerteza não confiável)

A difusividade é uma propriedade dependente da temperatura, da pressão e da natureza dos componentes do sistema. Dados experimentais ou correlações são escassos na literatura. Na tabela 3.4 apresentam-se as correlações teóricas e experimentais fornecidas por diferentes autores.

Difusividade de massa do naitaleno em ar.

Deve-se observar da figura, a alta sensibilidade da pressão de vapor saturado de naitaleno com a temperatura. A pressão varia 10% com a mudança de cada grau Celsius na temperatura. Portanto, deve-se tomar um especial cuidado em relação às medições de temperatura.

Figura 3.17. Valores de pressão de vapor de naitaleno fornecidos por diferentes autores.

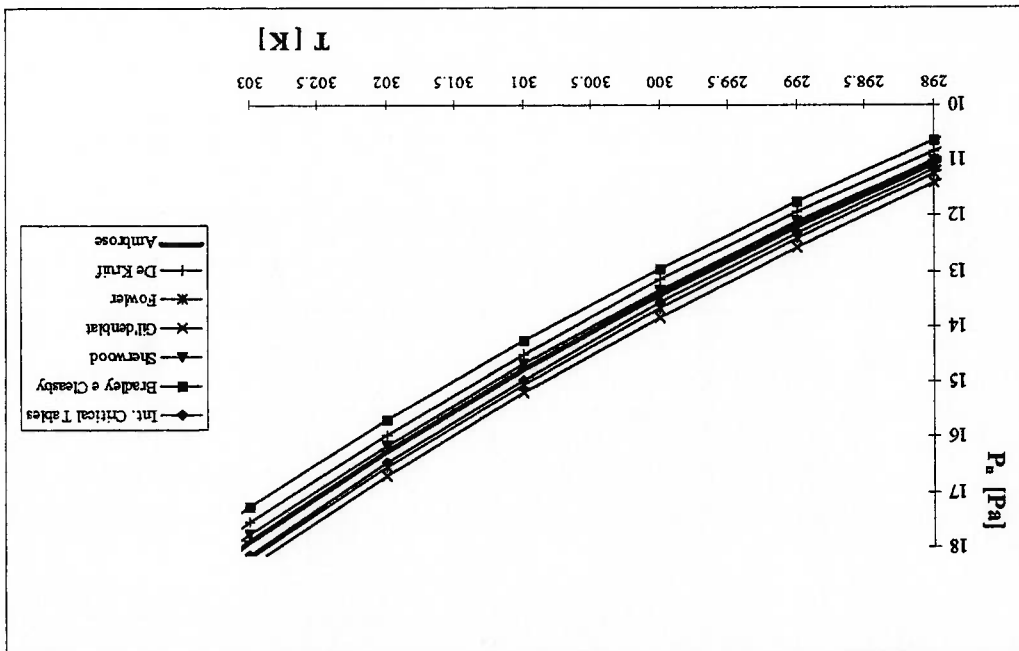


Tabela 3.4. Coeficiente de difusão (cm²/s) de vapor de naftaleno no ar.

Método e incertezas	Faixa de temperatura (K)	Equações	Referência
Empírico	7,2%	$D_{na} = 2,2381 \cdot 10^{-6} \cdot T^{1,81}$	Chen, Othmer (1962).
Empírico	6,7%	$D_{na} = 3,0933 \cdot 10^{-6} \cdot T^{1,75}$	Fuller et al. (1966).
Tubo de Stefan (aberto)	4,1%	$D_{na} = 0,086$	Caldwell (1984).
Tubo de Stefan (fechado)	3,0%	$D_{na} = 8,1771 \cdot 10^{-7} \cdot T^{1,983}$	Cho (1992).
Tubo de Stefan (fechado)	4,1%	$D_{na} = 1,495 \cdot 10^{-6} \cdot T^{1,888}$	Chen; Wung (1990).

As diferenças entre os resultados das correlações atingem até 26 %. Entre as correlações de Cho (1992) e Chen; Wung (1990) a diferença é de um 6%, devido às diferentes abordagens de cada um nas suas experiências.

Um bom número de trabalhos consultados sobre a técnica de sublimação de naftaleno usam a equação de Cho (1992). Goldstein; Cho (1995) propõem como mais apropriada uma equação obtida da média dos trabalhos de Cho(1992) e Chen; Wung (1990) que é a seguinte:

$$D_{na} = 0,0681 \left(\frac{T_a}{298,16} \right)^{1,93} \left(\frac{1,013 \cdot 10^5}{p} \right) \quad [\text{cm}^2/\text{s}] \quad (3.23)$$

onde: p [Pa] - pressão de trabalho.

A correlação é válida na seguinte faixa de temperaturas: $287,5 \text{ K} < T < 327 \text{ K}$.

Número de Schmidt.

O número de Schmidt (Sc) é definido pela relação entre a viscosidade cinemática do ar e a difusividade do nftaleno no ar ($Sc = \nu_a / D_{na}$). A revisão bibliográfica permitiu encontrar diferentes correlações para calcular Sc as quais são apresentadas na tabela 3.5.

Tabela 3.5. Número de Schmidt do vapor de nftaleno em ar.

Método e incertezas	Equações	Faixa de temperatura (K)	Referência
Empírico 7,2%	$Sc = 2,9500 \cdot T^{-0,0435}$	—	Chen; Othmer (1962).
Empírico 6,7%	$Sc = 2,1344 \cdot T^{-0,0165}$	—	Fuller et al. (1966).
Tubo de Stefan (aberto) 4,1%	$Sc = 1,805$	303,2	Caldwell (1984).
Tubo de Stefan (fechado) 3,0%	$Sc = 8,0743 \cdot T^{-0,2165}$	287,66-327,12	Cho (1992).
Tubo de Stefan (fechado) 4,1%	$Sc = 4,4163 \cdot T^{-0,1215}$	295,16-302,16	Chen; Wung (1990).

Goldstein; Cho (1995), considerando a expressão apresentada para D_{na} (3.23) e correlacionando-a através da definição de Sc com a viscosidade do ar ν_a dada por:

$$\nu_a = 0,1556 \left(\frac{T}{298,16} \right)^{1,7774} \cdot \left(\frac{p}{1,013 \cdot 10^5} \right) \left[\frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \right] \quad (3.24)$$

obtiveram uma equação para Sc que é a seguinte:

Neste tipo de escoamentos ocorre erosão do naftaleno numa medida tal que sua ordem de grandeza é comparável com o efeito da difusão e a convecção, induzindo a

. Limitação em escoamentos que produzem grandes esforços sobre a superfície.

usar um túnel de vento com a seção de testes colocada a montante do ventilador.

Para simplificar a manutenção da temperatura do escoamento é recomendável

naftaleno.

aberto, para garantir que o ar que chega à seção de testes não contenha vapor de

Para experiências com naftaleno é essencial o uso de túneis de vento de circuito

. Limitação do túnel de vento.

Para escoamento de baixa velocidade o tempo de teste necessário para uma

medição com razoável exatidão é muito longo, mas quando o tempo de teste é grande torna-se difícil controlar as variações de temperatura. Na prática, tempos de teste superiores a 2 horas para atingir uma profundidade de sublimação de 50 µm para coeficientes locais ou de 10 mg para coeficiente global devem ser evitados.

. Limitação para baixa velocidade.

limitações que devem ser levantadas para sua adequada utilização. Estas são:

A sublimação de naftaleno tem sido usado muito frequentemente, porém tem

3.4.3. LIMITAÇÕES NO USO DA TÉCNICA DE SUBLIMAÇÃO DE NAFTALENO.

Esta relação é válida na mesma faixa de temperaturas dada antes para o coeficiente de difusão de naftaleno em ar, ou seja, entre 287,5 K e 327 K.

onde p e T significam o mesmo que em 3.23.

$$Sc = 2,28 \left(\frac{T}{298,16} \right)^{-0,1526} \quad (3.25)$$

grandes erros na avaliação das taxas de transferência de massa. Este fenômeno é de grande interesse em jatos incidentes diretamente sobre a superfície do naftaleno.

. Limitação da mudança da forma devido à sublimação.

Durante o teste a superfície do modelo de naftaleno varia gradualmente devido a sublimação. A duração da exposição do modelo ao escoamento deve ser escolhida de tal maneira que as mudanças nas dimensões do modelo de teste produzam um efeito mínimo sobre o próprio escoamento. Na prática, a profundidade máxima de sublimação não deve superar os 0,2 mm. Quando o teste é bem planejado o erro devido a variação na forma da superfície do modelo é desprezível.

. Limitação nas condições de contorno.

Com a técnica de sublimação de naftaleno podem se obter condições de contorno análogas às condições de superfície isotérmica e adiabática, mas não é possível obter a condição de fluxo de calor constante, o que significaria fluxo de massa constante ao longo da superfície. Também não é possível testes com propriedades variáveis.

. Limitação pelo efeito do calor latente de sublimação.

Devido ao processo de sublimação, a superfície do naftaleno diminui sua temperatura em relação à temperatura do ar do escoamento. Isto pode ser observado de um simples balanço de calor sobre a superfície:

$$\dot{m}_n \cdot \lambda = \bar{h}_c \cdot \Delta T$$

onde

- \dot{m}_n [kg / m².s] - fluxo de massa de naftaleno.
- λ [J / kg] - calor latente de sublimação.
- \bar{h}_c [w / m².°C] - coeficiente de transferência de calor.
- ΔT [°C] - diferença de temperatura entre o ar e a superfície.

O valor de ΔT pode chegar a atingir até 0,15 K. Para reduzir esta fonte de erro deve-se determinar a temperatura da superfície do nãfaleno. A temperatura pode ser medida colocando um termopar por dentro do nãfaleno com sua ponta de medição logo abaixo da superfície. Esta pequena diferença de temperatura para testes com ar em convecção forçada pode ser desprezada.

CAPÍTULO 4.

4. MODELAGEM.

4.1 ESTUDO DO MODELO ORIGINAL.

Dado que os objetivos deste trabalho estão dirigidos ao estudo dos efeitos produzidos na intensificação da transferência de calor pela colocação de GVL (com diferentes disposições e variando seus parâmetros geométricos) em trocadores de calor tubo-aleta compactos, é lógico que o modelo experimental a desenvolver deve responder a este tipo de trocadores.

Utilizou-se como ponto de partida um trocador de calor (evaporador) de condicionador de ar comercial.

Embora o modelo real seja mais complexo, pois as aletas contêm venezianas e corrugações nas bordas para intensificar a transferência de calor, neste trabalho as aletas são simplificadas e consideradas lisas para poder estudar isoladamente os efeitos de intensificação e de perda de carga produzidos pelos geradores de vórtices longitudinais.

As características geométricas do trocador de calor real são apresentadas na tabela 4.1, sendo que os símbolos utilizados referem-se aos assinalados na figura 4.1.

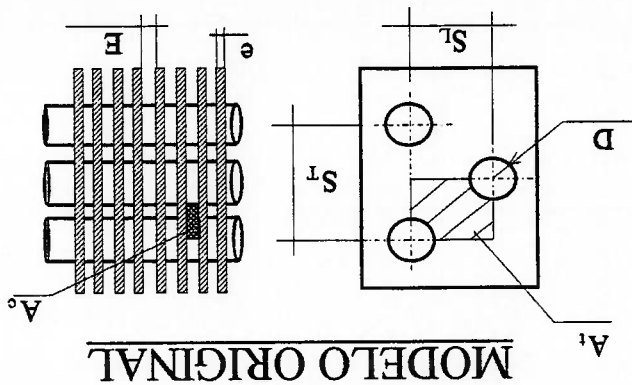


Figura 4.1. Caracterização geométrica do modelo original.

Tabela 4.1. Dimensões características do modelo original.

Denominação	Símbolo	Unidade	Valor
Diâmetro dos tubos	D	mm	9,0
Espacamento transversal	S _t	mm	26,0
Espacamento longitudinal	S _l	mm	19,5
Espacamento entre aletas	E	mm	1,8
Espessura da aleta	e	mm	0,13
Densidade de aletas	-	pol ⁻¹	14
Comprimento do trocador	X	mm	39
Largura do trocador	Y	mm	248
Altura do trocador	Z	mm	280
Número de tubos por fileira	-	-	11
Número de fileiras de tubos	-	-	2

Os dados de capacidade e vazão do trocador utilizado são:

Capacidade [BTU/hr] 7500
 Vazão [V] [m³/s] 0,090

Com as características geométricas e os dados de desempenho do trocador inicia-se o cálculo para obter os números adimensionais que servirão de base inicial para a analogia com o modelo experimental.

O diâmetro hidráulico, segundo a definição de Kays; London (1984), é:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{A_t} \cdot S_L \quad (4.1)$$

onde:

A_c [m²] área mínima livre de escoamento.

A_t [m²] área de troca de calor.

Ambas as áreas estão apresentadas na figura 3.1, sendo seus valores:

$$A_c = \left(\frac{S_T}{D} - \frac{D}{2} \right) \cdot E \quad (4.2)$$

$$A_c = 14,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$A_t = \left[S_T \cdot S_L - \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{1}{2} \pi \cdot D \cdot E \right] \quad (4.3)$$

$$A_t = 4,68 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Substituindo os valores na equação 4.1 tem-se: $D_h = 2,4 \text{ mm}$.

A velocidade média do fluido no canal formado entre aletas e tubos pode ser

calculada utilizando os dados da tabela 4.1 e a vazão do trocador, obtendo-se

$$u = 2,13 \text{ m/s.}$$

Considerando que o trocador analisado é um evaporador (o ar será resfriado)

pode-se determinar as propriedades do ar admitindo uma temperatura média do ar no

trocador de 15°C.

Assim

$$\rho_a = 1,23 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1,004 \text{ kJ/kg}$$

$$v = 15 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,025 \text{ w/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0,71$$

Calcula-se o número de Reynolds pela expressão:

$$Re = \frac{u \cdot D_h}{v} \quad (4.4)$$

resultando $Re=340$. Conclui-se deste resultado que o regime de escoamento no interior

do trocador é laminar.

A seguir realizam-se os cálculos referentes à transferência de calor e perda de carga. Toma-se como referência novamente as levantadas por Kays; London (1984) para um trocador com configuração semelhante ao modelo estudado. Assim, a partir da interpolação das curvas apresentadas para o número de Stanton (St_c) e para o fator de atrito (f) obtêm-se as seguintes relações:

$$St_c \cdot Pr^{2/3} = 0,2290 \cdot Re^{-0,04394} \quad (4.5)$$

$$f = 0,1181 \cdot Re^{-0,1984} \quad (4.6)$$

Como resultado do método utilizado para obter estas equações, pode-se produzir desvios significativos nos valores de St_c e f . Ainda assim, serão utilizadas como uma aproximação inicial para determinar o modelo experimental, verificando sua confiabilidade pelo valor obtido para o coeficiente de transferência de calor, cuja grandeza deve ser compatível em relação aos valores reais obtidos para ar.

Avaliadas as equações 4.5 e 4.6 com os valores antes calculados, pode-se apresentar um resumo dos números adimensionais do trocador modelo:

$$Re = 340$$

$$Pr = 0,71$$

$$St_c = 0,022$$

$$f = 0,0372$$

Fazendo uso da definição do número de Stanton calcula-se o coeficiente de película para o trocador.

$$St_c = \frac{h_c}{\rho_s \cdot u_s \cdot c_p} \quad (4.7)$$

resultando no valor de $h_c = 59 \text{ W / m}^2 \cdot \text{C}$, valor compatível com os coeficientes de troca reais obtidos para ar.

espacamento entre aletas e área das mesmas são muito reduzidos, o que dificulta a

A justificativa para usar um modelo em escala é a de que no modelo original o

de 10:1.

igual, já que o modelo experimental a ser utilizado é semelhante ao original, com escala

mantida correspondente à do modelo original. É usado o termo correspondente e não

Uma condição imposta ao modelo é que a área de troca de calor (A_t) deve ser

mais simples, e portanto mais barato e fácil de construir.

Um outro fator ligado a esta decisão é que um modelo com estas características é

do ar.

geradores de vórtices longitudinais da interação entre o arranjo de tubos e o escoamento

aletado, com o objetivo de poder isolar os efeitos da intensificação produzidos pelos

O modelo experimental consiste de um trocador formado por apenas um tubo-

4.2. MODELO EXPERIMENTAL.

experimental.

Caracterizado o modelo original corresponde agora determinar o modelo

$$\Delta p = 3,2 \text{ Pa}$$

Substituindo resulta:

Considera-se na equação 4.8 que as propriedades do fluido são constantes.

$$\Delta p = f \cdot \frac{A_t}{A_c} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (4.8)$$

coeficiente de atrito é expressa por:

A perda de carga do fluido (Δp) após escoar pelo trocador como função do

introdução de modificações sobre as aletas que serão objeto de estudo, além do que torna impossível a aplicação da técnica de sublimação de naftaleno.

As características geométricas do modelo experimental são mostradas na tabela

4.2 e um esquema geral na figura 4.2.

Tabela 4.2. Características geométricas do modelo experimental.

Diâmetro do tubo	D	mm	90
Espacamento transversal	S_T	mm	260
Espacamento longitudinal	S_L	mm	260
Espacamento entre aletas	E	mm	18
Espessura da aleta	e	mm	1,3

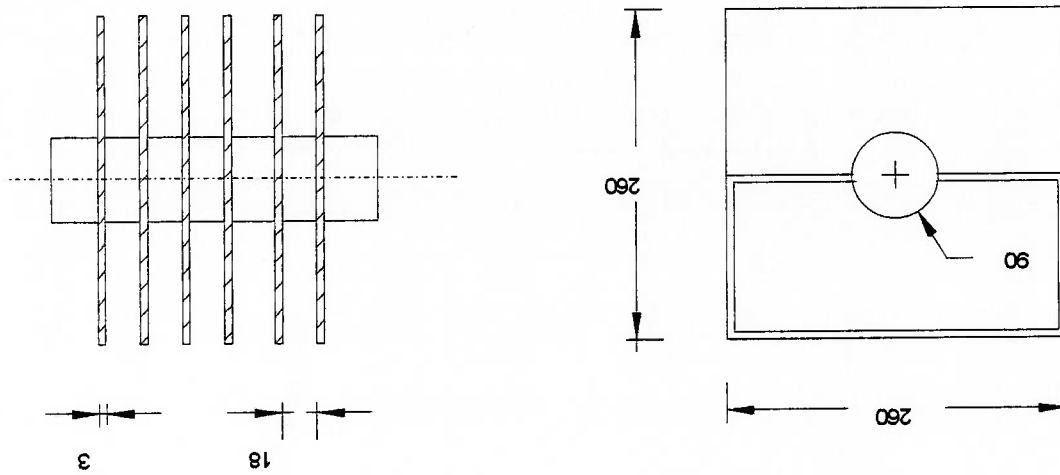


Figura 4.2. Esquema do modelo experimental.

O diâmetro hidráulico para o novo modelo é $D_h = 26$ mm.

Para manter a analogia entre o modelo original e experimental, deve-se manter

constante todos os adimensionais e calcular a velocidade média necessária para o modelo

em escala. Como o número de Stanton e o fator de atrito são calculados apenas em função do número de Prandtl e do número de Reynolds, e como o valor de Prandtl é praticamente constante a 15°C ou a 25°C (temperatura ambiente adotada), o único parâmetro a levar em conta é o próprio número de Reynolds.

O valor da velocidade obtido, mantendo a condição de Reynolds constante, é de $0,22\text{ m/s}$. Com uma faixa de valores de velocidade tão pequenos é impossível desenvolver os testes (por limitações da instalação experimental). Para que este problema pudesse ser solucionado, optou-se por relaxar os critérios de analogia. Assim, levando em consideração que para não alterar a natureza do fenômeno, o fundamental é manter o regime de escoamento laminar sobre as aletas, decidiu-se adotar valores de velocidade entre $0,58\text{ m/s}$ e $1,16\text{ m/s}$, o que equivale a ter uma faixa de Reynolds variando de 1000 a 2000.

Quanto a espessura da aleta, existe uma espessura mínima que é imposta por razões construtivas. Isso ocorre pois para estudar a transferência de calor sobre a aleta por meio da técnica de sublimação de naftaleno é necessário que a aleta sirva de reservatório e também de molde para a camada de naftaleno, que substituirá a superfície metálica da aleta para o estudo. Este fato limita a espessura mínima que a aleta pode ter. Pela escala a aleta deveria ter uma espessura de $1,3\text{ mm}$, mas considerando que a camada de naftaleno precisa de uma espessura de aproximadamente $1,5\text{ mm}$ para sua montagem e que a aleta deve manter sua resistência mecânica para não perder a forma, decidiu-se adotar uma aleta de 3 mm de espessura. A mudança na espessura da aleta não determina nenhuma outra variação nas dimensões dos canais do modelo.

A instalação experimental consiste de um túnel de vento de baixa velocidade de circuito aberto com descarga ao exterior da sala de laboratório para evitar a contaminação do ar de entrada com vapores de natrieno.

O túnel utilizado tem características muito especiais porque na realidade é composto de dois túneis um dentro de outro. Ao adotar esta solução para o projeto levou-se em consideração os seguintes aspectos:

• Para o grupo de trabalho que abriga o projeto de pesquisa da intensificação da troca de calor é de grande interesse dispor de um túnel de vento de grandes dimensões (seção de testes de 500×500 mm), que permita no futuro testar outros modelos incluindo trocadores de calor compactos completos.

• O túnel exterior de seção 500×500 mm foi projetado em trabalho anterior por Sabana; Lin (1993) e embora sua construção não estivesse terminada, boa parte dos materiais necessários estavam disponíveis (incluindo o motor, o ventilador e o controle de velocidade do motor).

• Para os fins do presente trabalho de dissertação precisava-se de uma seção de testes menor, o que implicava em projetar e construir outro túnel de vento, deixando de lado a instalação disponível, o que significaria um gasto adicional na aquisição de um novo ventilador, motor e controle de velocidade.

• Poder dispor de dois túneis com possibilidade de trabalhar com escoamentos laminares e turbulento, o que dá à instalação uma grande flexibilidade operacional.

O esquema geral da instalação é apresentado na figura 5.1 composto das seguintes partes:

Túnel exterior.

Túnel interior.

Ventilador.

5. APARATO EXPERIMENTAL.

CAPÍTULO 5.

Conjunto de medição de vazão mássica.
Telas.

TÚNEL DE VENTO.

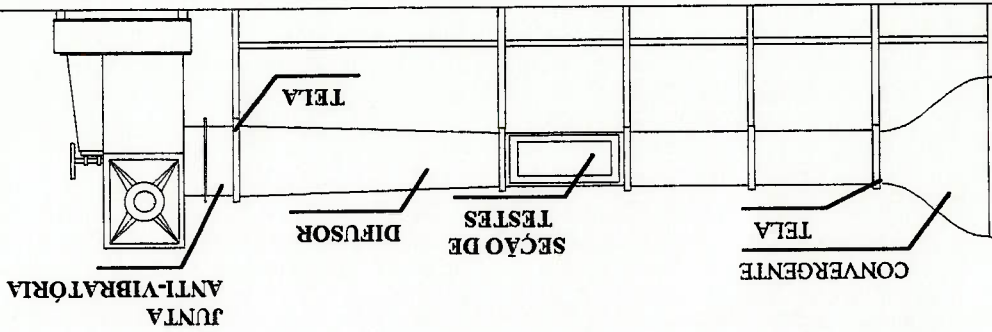
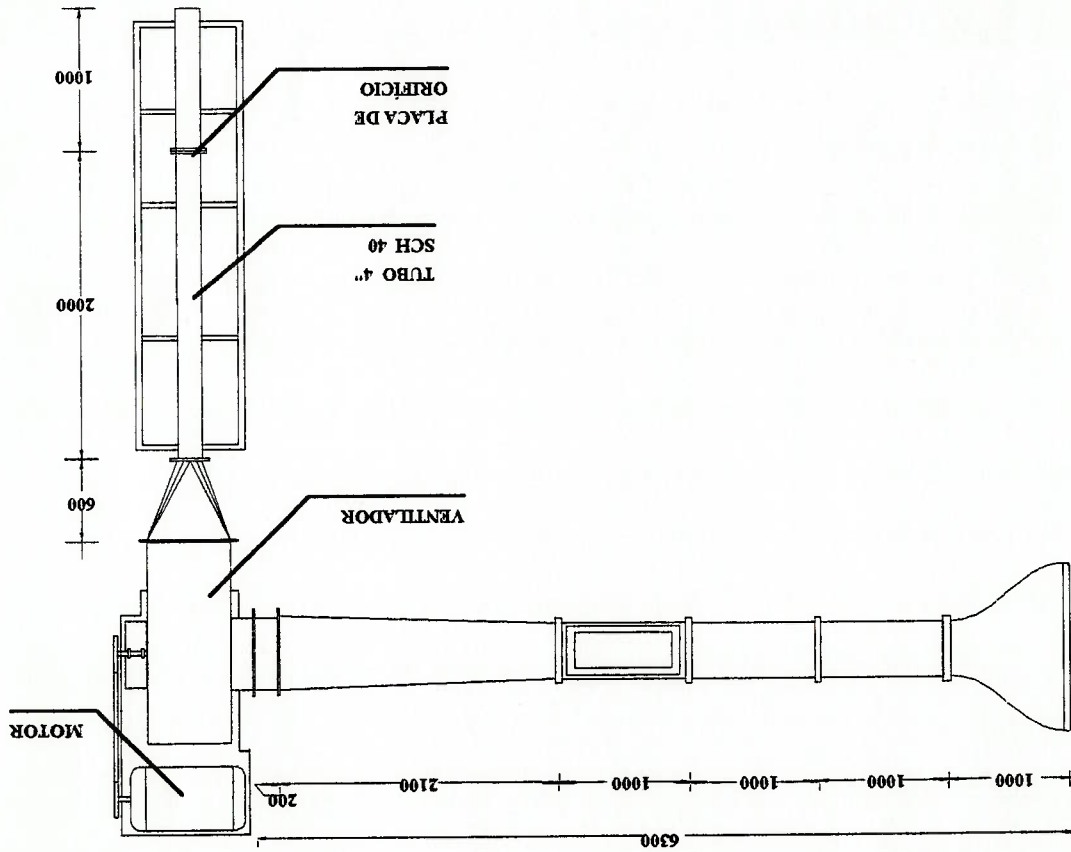


Figura 5.1. Esquema da instalação experimental.

5.1. TÚNEL EXTERIOR.

Este túnel foi construído em madeira compensada sendo que sua superfície interior foi tratada (com massa plástica, lixa e tinta) para obter uma superfície o mais lisa possível.

Consiste de um bocal de entrada de razão de contração 4:1, um trecho reto de seção transversal de 500x500 mm, formado por três trechos retos de comprimento de 1m cada um que podem ser colocados ou tirados para aumentar o comprimento a montante da seção de testes, que é constituída pela terceira parcela.

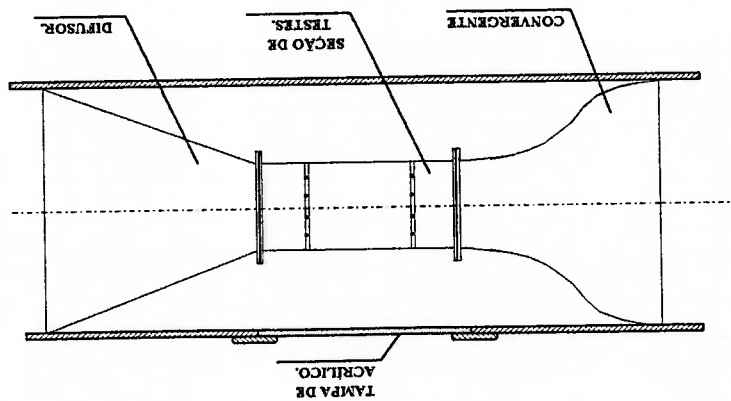
À saída da seção de testes tem-se um difusor, cuja seção varia de quadrada (500x500 mm) à circular com diâmetro 730 mm correspondente à sucção do ventilador. A seção de testes tem duas janelas de acrílico, uma superior e outra lateral, que permitem a observação interior da mesma. As janelas são removíveis, permitindo o trabalho (manipulação) no interior da seção de testes.

5.2. TÚNEL INTERIOR.

A estrutura geral do túnel pode ser observada na figura 5.2. O túnel está constituído de três partes: o bocal convergente, a seção de testes e o difusor. Para o projeto do túnel foram consultados os trabalhos de Catalano (1988), Rodriguez (1989) e Watts (1974).

5.2.1. BOCAL CONVERGENTE.

Figura 5.2. Túnel de vento interior.



O bocal de entrada tem a função de promover um perfil de velocidades uniforme à entrada da seção de teste e foi projetado com seções de entrada e saída quadradas, com uma razão de contração de aproximadamente 3,7:1. A razão de contração do bocal ficou fixada pelo fato que o valor máximo do lado da seção de entrada era 500 mm (comprimento dos lados da seção transversal do túnel exterior onde é encaixado o efusor) e porque a seção de saída tem a ser mesma da seção de testes, que como será visto mais para frente foi escolhida com 260 mm de lado. O bocal foi construído com placas de alumínio moldadas (figura 5.3).

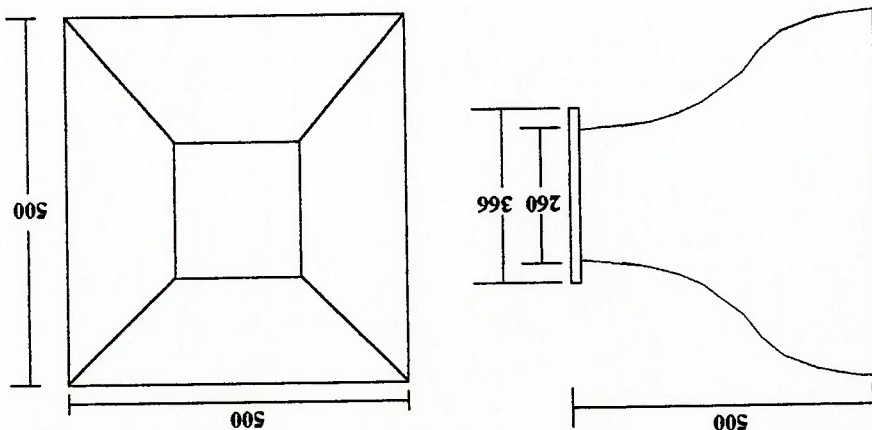
O perfil do bocal foi calculado pelo método dos splines cúbicos, consistindo numa interpolação cúbica com as derivadas de primeira e segunda ordem nulas nos extremos de entrada e saída. Com esta forma do perfil tem-se uma curva suave que evita descolamento da camada limite e possíveis acelerações do ar na entrada do bocal e na entrada na seção de testes.

O perfil de velocidades na saída do bocal é apresentado na figura 5.4. Observando a mesma pode-se concluir que existe uma distorção do perfil com relação à distribuição uniforme, devido à existência de aceleração do fluido numa região relativamente próxima da parede. A variação de velocidade entre o valor máximo do perfil e a velocidade média é de 4.5 %, bastante pequena, levando em consideração que não foram considerados os efeitos de nenhum condicionador do escoamento na saída do bocal.

Antes da construção do bocal de entrada foi verificada a efetividade do perfil adotado simulando numericamente o escoamento no bocal cúbico através do simulador Phoenix (volumes finitos)¹. As hipóteses admitidas para o cálculo foram:

- regime permanente;
- propriedades constantes;
- perfil de velocidades uniforme à entrada;
- escoamento bidimensional.

Figura 5.3 Bocal convergente.

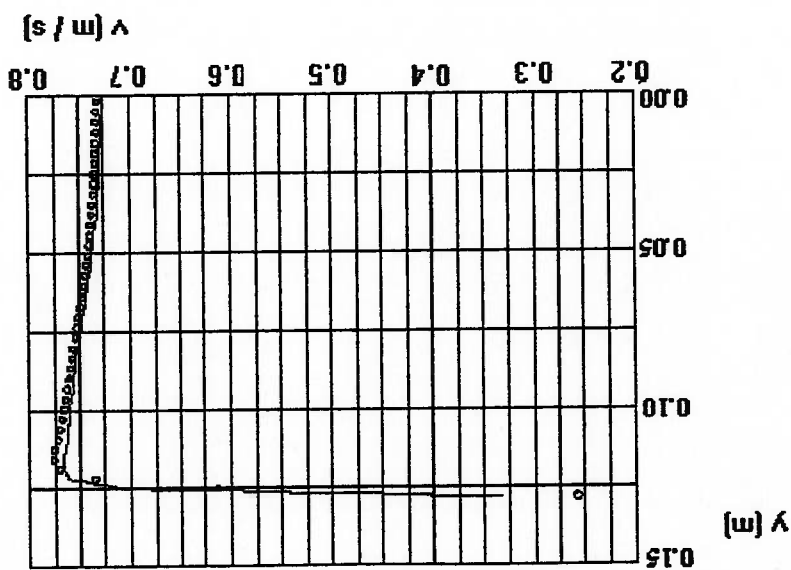


Após a montagem do túnel foi medido o perfil de velocidades na entrada da seção de testes verificando-se que o mesmo é o suficiente uniforme para garantir a utilização do túnel nos testes experimentais planejados. Os resultados das medições do perfil de velocidades são apresentados no Anexo D.

A seção de testes foi construída com uma seção transversal quadrada, com lado igual à altura da aletas do modelo a ser ensaiado, definido anteriormente no Capítulo 4. Como material para a construção foi escolhido acrílico transparente de espessura 8 mm. Os detalhes da seção de testes são apresentados na figura 5.5.

5.2.2. SEÇÃO DE TESTES.

Figura 5.4. Perfil de velocidades na saída do bocal cúbico obtido por simulação:
 - com tela na saída do bocal.
 ° sem tela na saída do bocal.

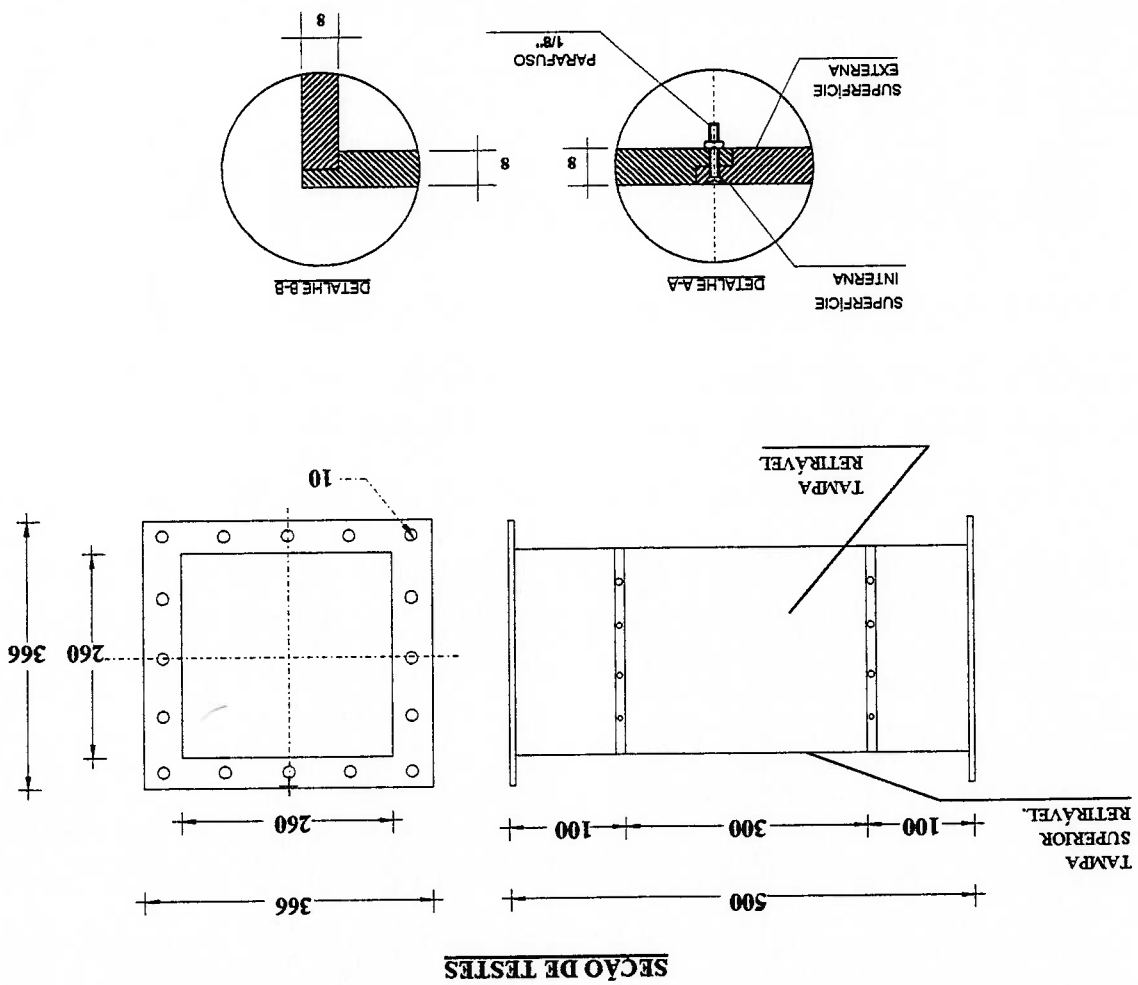


O difusor é colocado à saída da seção de testes com o objetivo de guiar o fluido até a seção do túnel externo garantindo seu deslocamento com direção ao ventilador.

5.2.3. DIFUSOR.

Observe-se nesta figura as tampas laterais e superior e inferior que constituem as paredes e o teto da seção de testes, as quais são removíveis permitindo colocar e tirar as placas de náfileno durante os ensaios e extrair o modelo para introduzir possíveis mudanças que se derivem dos estudos a desenvolver durante o trabalho.

Figura 5.5. Seção de testes.



O difusor foi construído de alumínio com seções de entrada e saída quadradas,

260x260 mm e 500x500 mm (vide figura 5.2)

5.3. MODELO DE ENSAIO.

O modelo foi construído conforme descrito no Capítulo 4, e está composto por um tubo com 12 aletas com geometria semelhante ao trocador original (escala 10:1).

O modelo foi construído usando um tubo de alumínio com anéis externos (D=90mm) que permitem o espaçamento uniforme das aletas (18 mm). Os anéis encaixam sobre o tubo segurando as aletas ao mesmo. As aletas de acrílico tem espessura de 3 mm. Na figura 5.6 apresenta-se um esquema do modelo descrito.

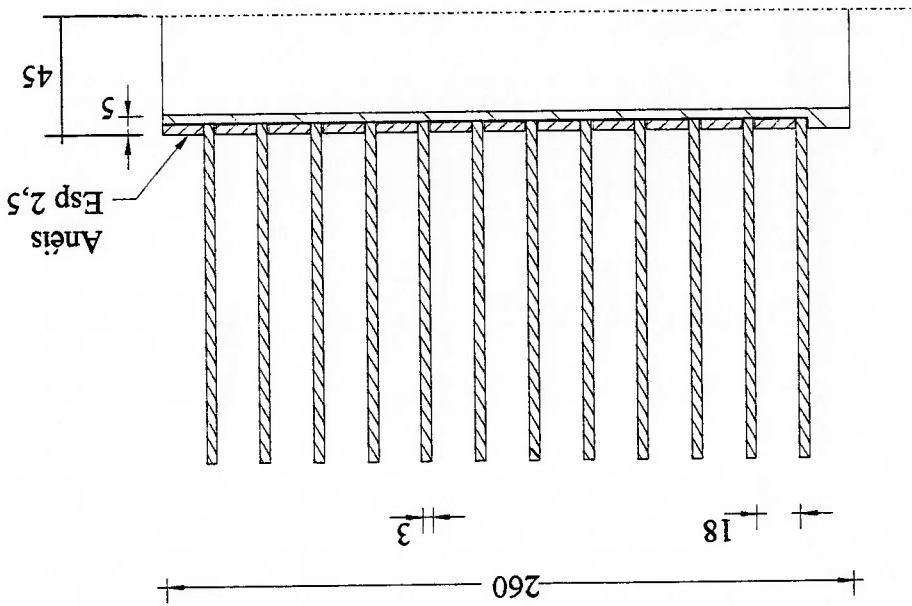
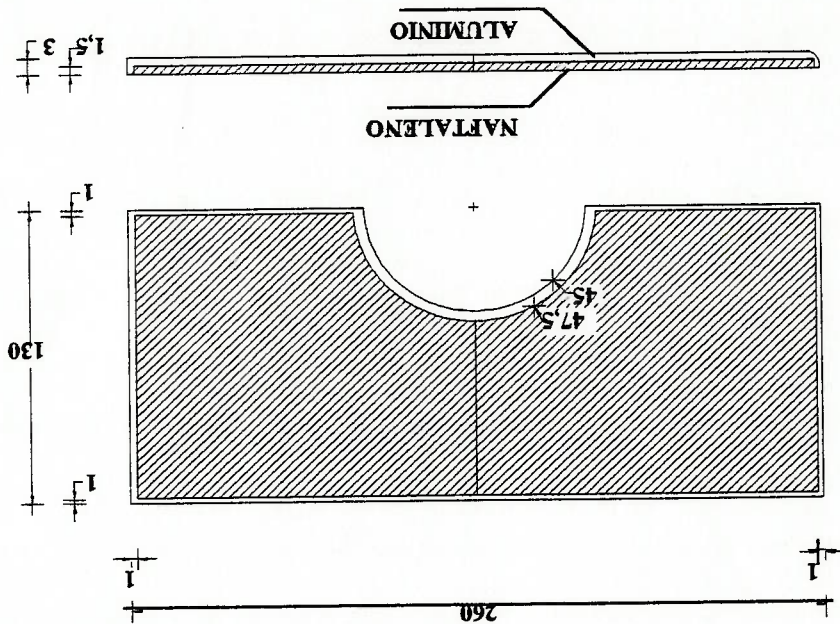


Figura 5.6. Esquema construtivo do modelo de ensaio.

As aletas do modelo são arredondadas no bordo de ataque para evitar a possibilidade de descolamento da camada limite dada sua espessura de 3 mm. A aleta de testes feita de alumínio é colocada no centro do modelo, sendo sua geometria (externa) similar às outras. Estruturalmente, no entanto, é bem diferente pois é composto de duas

As bordas são necessárias para dar forma ao nãftaleno no processo de fundição, e também para proteger o bordo de ataque do nãftaleno das altas taxas de sublimação e erosão que modificariam a forma da aleta. A presença da borda de alumínio na entrada faz com que apareça um comprimento de entrada sem troca de massa, que em termos de analogia significa um comprimento adiabático até o ponto de início da camada de nãftaleno onde começa a troca isotérmica. O fato de existir um deslocamento entre o ponto de início do desenvolvimento da camada limite dinâmica e térmica (de massa) no modelo, que não existe no trocador original, introduz um erro nos resultados da

Figura 5.7. Esquema da aleta de testes.



metades cortadas longitudinalmente, uma metade de alumínio de espessura e comprimento igual a cada uma das aletas do modelo e a outra metade formada por uma bandeja será utilizada para os testes com nãftaleno. A bandeja está constituída por um rebaixo de 1,5 mm que se enche de nãftaleno até a altura das bordas, ficando uma superfície lisa da mesma espessura que a aleta original. As bordas foram projetadas com uma largura de 1 mm na parte exterior da aleta e 2,5 mm na parte curva para coincidir com a superfície do tubo (figura 5.7).

experiência. Entretanto, como pode ser visto no Anexo B, onde se faz a avaliação da existência do comprimento de entrada sem troca de massa (ou calor) para placa plana, a diferença introduzida por este efeito sobre o número de Nusselt médio para as condições de teste atinge apenas 1% considerando a aleta placa plana, sendo menor para a geometria estudada pela presença do tubo e também dos geradores de vórtices.

Um outro aspecto importante sobre a aleta de testes é que a placa de natlano é composta por dois quartos de aleta para garantir sua pesagem, dado que a faixa de medição da balança é de 0 até 200 g, menor que a massa da placa de natlano tomada integralmente (como um só corpo). Além disso uma placa de 260 mm de comprimento não cabe dentro da balança.

O modelo foi projetado para permitir uma rotação de 180° ao redor do eixo do tubo, dando a possibilidade de estudar a troca em cada uma das metades de aleta (com relação ao eixo longitudinal do modelo na direção do escoamento) utilizando sempre a mesma placa.

5.4. VENTILADOR.

O ventilador a ser usado deve responder as condições de operação do túnel. O ventilador disponível é de tipo centrífugo radial com pás curvadas para trás com dimensões e capacidade maiores que as necessárias, pois foi aproveitado um equipamento existente no departamento. Suas características são apresentadas na tabela 5.1.

Tabela 5.1. Características do ventilador.

Fabricante.	Bernauer
Modelo.	VOM3063
Vazão nominal.	10000 m ³ /h
Diferencial de pressão nominal.	270 mm.ca
Frequência de rotação.	1380 rpm.

Pode-se verificar que qualquer elevação da perda de carga nas telas por acumulação de partículas finas presente no ambiente do laboratório não são relevantes pois a vazão pode ser reajustada facilmente através da rotação do ventilador.

Determinou-se que para as condições de operação do túnel o ventilador deve ser operado num intervalo de 450 a 925 rpm aproximadamente.

Optou-se pela segunda, controlar a rotação do ventilador, porque permite uma maior exatidão no estabelecimento da vazão, dispõe-se do equipamento necessário para o controle da velocidade de rotação do motor de corrente contínua acoplado ao ventilador e permite maior economia de energia, além da redução das vibrações devido às baixas rotações.

Para poder obter os pontos de operação do sistema segundo o regime de testes existem duas variantes possíveis: modificar a característica de perda de carga vs vazão do sistema por estrangulação ou modificar a rotação do ventilador.

Figura 5.8. Característica de carga vs. vazão do ventilador (a 925 rpm) e do túnel.

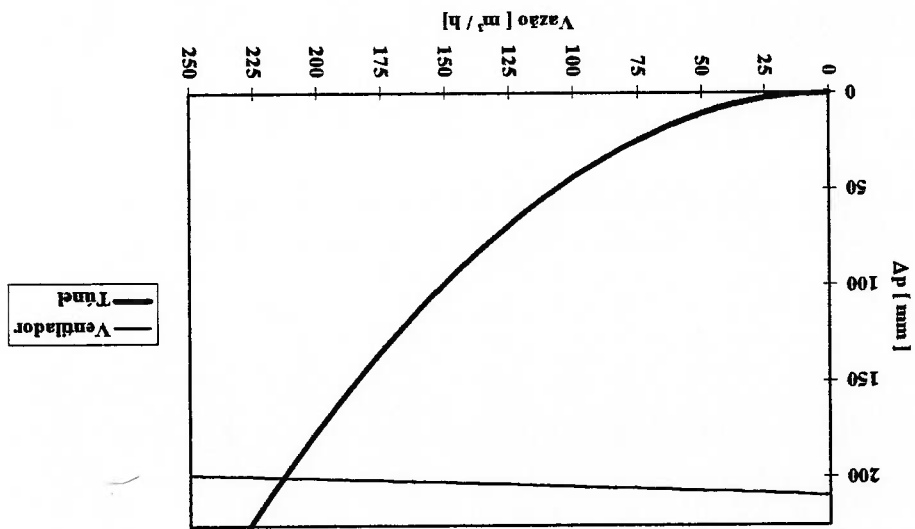


figura 5.8.

A perda de carga na instalação foi avaliada para a faixa de valores a ser utilizada nos testes, com base nos dados de Idelçik (1960). A perda de carga fica concentrada basicamente nas telas e na placa de orifício, sendo seus resultados apresentados na

no tubo é de 7,5 m/s, assim considerando ar a temperatura de 25°C, obtém-se que Re no

2. Número de Reynolds maior que 3150. Para a vazão $213,4 \text{ m}^3/\text{h}$ a velocidade média permanente.

1. Regime permanente: Esta condigao é satisfeita pelo próprio método de medição escolhido, pois a técnica de sublimação de nãtãlino é uma técnica aplicável para regime permanente. Tais requisitos são:

Antes de sua aplicação foram verificados os requisitos que a norma impõe para sua utilização. O cálculo da placa de orifício foi feito segundo a norma ISO 5167-1 (1991).
 pollegadas Sch 40.

Para a medição desta vazão é utilizada uma placa orifício instalada num duto de 4
 obtém-se a vazão de aproximadamente $213,4 \text{ m}^3/\text{h}$.
 considerando a área da seção transversal da seção de teste calculada ($A_{ST} = 0.038 \text{ m}^2$),
 ao número de Reynolds máximo da faixa de valores a ser testados ($Re=2500$) e
 Tomando a velocidade do ar na seção de testes igual a 1,56 m/s, correspondente

5.5. MEDIÇÃO DE VAZÃO.

Motor de corrente contínua. Modelo	4- MISC-4
Rotação	0 - 1750
Potência nominal	10 HP
Tensão nominal da armadura	0 - 300 V
Corrente nominal da armadura	36 Amp
Tensão nominal de campo	200 V
Corrente nominal de campo	1,5 Amp

As características do motor elétrico são dadas a seguir:

duto será de 48557. Este resultado confirma que a restrição é satisfatória mas não só para esta velocidade senão para toda a faixa de testes pois para a vazão mínima $Re = 19450$.

3. Escoramento subsônico: O valor da velocidade de 7,5 m/s no tubo está muito abaixo da condição de escoamento sônico.

4. Diâmetro do tubo entre 50 e 1200 mm: O tubo escolhido para as medições (4 polegadas Sch 40) tem diâmetro interior de 101 mm, de forma que este requisito fica satisfeito automaticamente.

O fluxo de massa é determinado a partir da medição da diferença de pressões estáticas do fluido entre um ponto à montante e outro à jusante da placa de orifício. Na norma ISO 5167-1 (1991) existem vários arranjos para a colocação das tomadas de pressão, sendo adotado neste trabalho o esquema $D - 0,5D$, que é apresentado na figura 5.9.

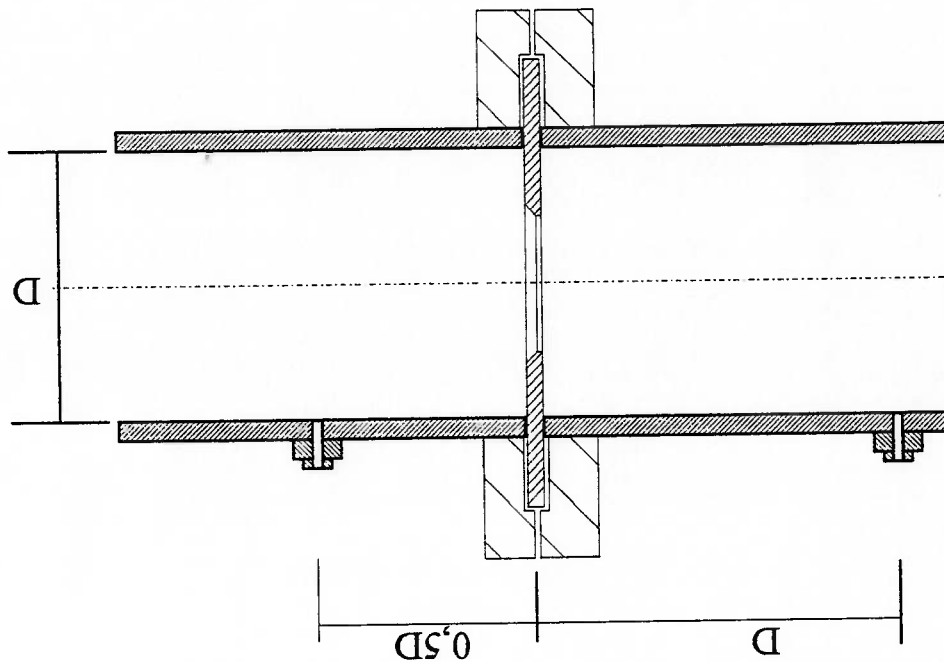


Figura 5.9. Esquema de medição da vazão com placa orifício.

O objetivo do cálculo da placa de orifício é determinar o diâmetro de orifício (d)

partindo de um valor de diferença de pressão previamente estabelecido para o fluxo
 massico desejado.

Neste caso a placa foi calculada para as seguintes condições:

Diferença de pressão $\Delta p = 200$ mm coluna de água

Fluxo massico $\dot{m}_a = 6,93 \times 10^{-2}$ kg/s (correspondente a uma vazão

massica de $213,4 \text{ m}^3/\text{h}$).

Utilizam-se para o cálculo as propriedades do ar a 25°C e considerando uma

umidade relativa de 60%. A densidade do foi admitida constante.

Para o cálculo foi seguido o procedimento apresentado na norma, chegando-se

finalmente a uma razão de diâmetro $\beta = 0,474$, resultando uma placa com as seguintes

características:

Diâmetro de orifício	47,9 mm
Diâmetro externo	150,0 mm
Espessura da placa	5,0 mm
Material	Alumínio

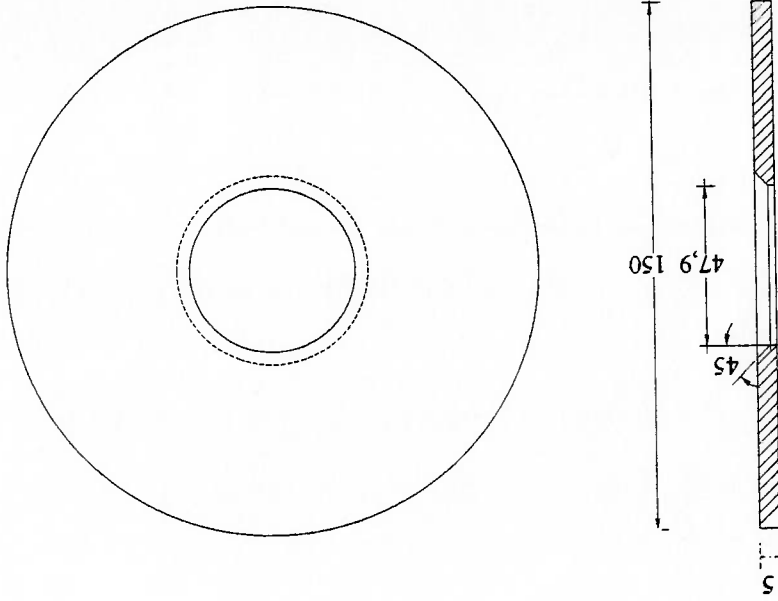


Figura 5.10. Placa de orifício.

A instalação para a medição de vazão mássica está constituída pelos seguintes

componentes:

- Um tubo reto de 4 polegadas com um comprimento à montante da placa de 2 m (20D), garantindo o desenvolvimento do escoamento, e 1m (10D) de comprimento reto à jusante.
- A placa de orifício.

- As tomadas para a medição da diferença de pressão colocadas 1D a montante e 0,5D a jusante da placa, sendo instalado entre elas um transdutor de pressão diferencial ligado a um sistema de aquisição de dados que permite a medição contínua do fluxo mássico.

- Um sistema psicrométrico para a medição das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, que relacionadas fornecem a umidade para a correção da densidade do ar.

5.6. TELAS .

As telas possuem duas funções fundamentais no túnel de vento:

1. Proteção, evitando a passagem de objetos estranhos ao escoamento, que podem causar danos ao ventilador ou ao modelo.

2. Condicionador do campo de velocidades na entrada da seção de testes. Conforme foi observado teoricamente (figura 5.4), após o bocal de entrada o perfil de velocidade apresenta uma não uniformidade. A presença de uma tela fina neste ponto deve provocar uma maior uniformização do campo de velocidades, já que as regiões de maior velocidade estarão sujeitas a maior perda de carga que as regiões de menor velocidade. Para atingir este efeito é preciso que a perda de pressão imposta pela tela seja muito significativa se comparada com todo o sistema. Por esta razão as perdas do túnel geralmente estão concentradas nas telas .

Como já comentado, a colocação desta tela ficou condicionada pela verificação experimental que foi feita e que demonstrou (vide Anexo D), que não é necessária pois a qualidade do perfil de velocidade sem tela é satisfatória para garantir os resultados

experimentais. Como não se precisou de tela na entrada da seção de testes, a mesma foi colocada na entrada do bocal apenas com fins de proteção do modelo. À jusante do modelo também é colocada uma tela de malha de aço fina, para proteger o ventilador do desprendimento de qualquer elemento do modelo e ao mesmo tempo atenuar os efeitos de possíveis oscilações do escoamento.

CAPÍTULO 6.

6. ESTUDOS EXPERIMENTAIS.

6.1. DEFINIÇÃO DOS ENSAIOS.

Para cumprir os objetivos do trabalho, levantaram-se as curvas da intensificação de transferência de calor obtida com geradores de vórtices, tomando como base a geometria básica do trocador sem geradores, expressa em forma adimensional através do número de Stanton médio (global), i.e. (St/St_0) como função de cada um dos parâmetros dos geradores de vórtices e da característica do escoamento (do número de Reynolds).

Segundo visto na revisão bibliográfica, os parâmetros fundamentais do PMAD, que é o tipo de gerador usado neste trabalho, são os seguintes:

- razão de aspecto (Λ)
- altura relativa do gerador ao canal (H/E)
- posição relativa com relação ao tubo, na direção do escoamento (z_g/D) e transversal ao escoamento (s/D)
- ângulo de ataque (β).

Para definir as faixas de variação de cada um destes parâmetros para os testes e quais realmente devem ser variados, inclui-se uma breve análise do efeito de cada um deles na transferência de calor.

Razão de aspecto. Dos trabalhos analisados na revisão bibliográfica foram levantados os valores da razão de aspecto (Λ) utilizados por cada autor. Assim, Fiebig (1990) utilizou o valor de $\Lambda = 2$ para seus estudos experimentais, Valencia (1993) tomou $\Lambda = 1$ (também para estudos experimentais) e Biswas (1993) adotou $\Lambda = 0,75$ para simulação numérica. Como se observa todos os autores usaram valores diferentes da razão de aspecto. Por outro lado, em nenhum trabalho se analisa os efeitos da variação da razão de aspecto sobre a intensificação da transferência de calor.

Levando em considerando estas questões, este trabalho propõe-se desenvolver os estudos experimentais para três valores da razão de aspecto, $V=1$, $V=1,5$ e $V=2$.

Altura relativa do gerador com relação ao canal. A altura relativa escolhida para este trabalho é de $(H/E) = 1$, ou seja, o gerador tem a mesma altura do canal. A justificativa para tal decisão basea-se nos resultados de Tiegelbeck (1993) que obteve maiores valores de intensificação quando a altura do gerador é igual ao canal do trocador.

Posição relativa com relação ao tubo. Neste estudo, os geradores de vórtices foram colocados à jusante do tubo. A razão é que a colocação dos geradores de vórtices à montante do tubo não produzem efeitos intensificadores tão significativos como à jusante, além do que geradores de vórtices colocados a montante do tubo produzem sensíveis incrementos na perda de carga. Por outro lado, à jusante do tubo o gerador de vórtices pode produzir efeitos de intensificação médio de até 20% com redução na perda de carga (Fiebig 1990).

A figura 6.1 mostra as posições onde foram colocados os geradores.

As faixas escolhidas para o estudo são as seguintes:

Para	$\left(\frac{D}{z_g}\right) = 0$	variar	$1,2 \leq \left(\frac{D}{s}\right) \leq 1,8$
Para	$\left(\frac{D}{z_g}\right) = 0,2$	variar	$1,2 \leq \left(\frac{D}{s}\right) \leq 1,8$
Para	$\left(\frac{D}{z_g}\right) = 0,4$	variar	$0,8 \leq \left(\frac{D}{s}\right) \leq 1,4$
Para	$\left(\frac{D}{z_g}\right) \leq 0,8$	variar	$0,6 \leq \left(\frac{D}{s}\right) \leq 1,4$

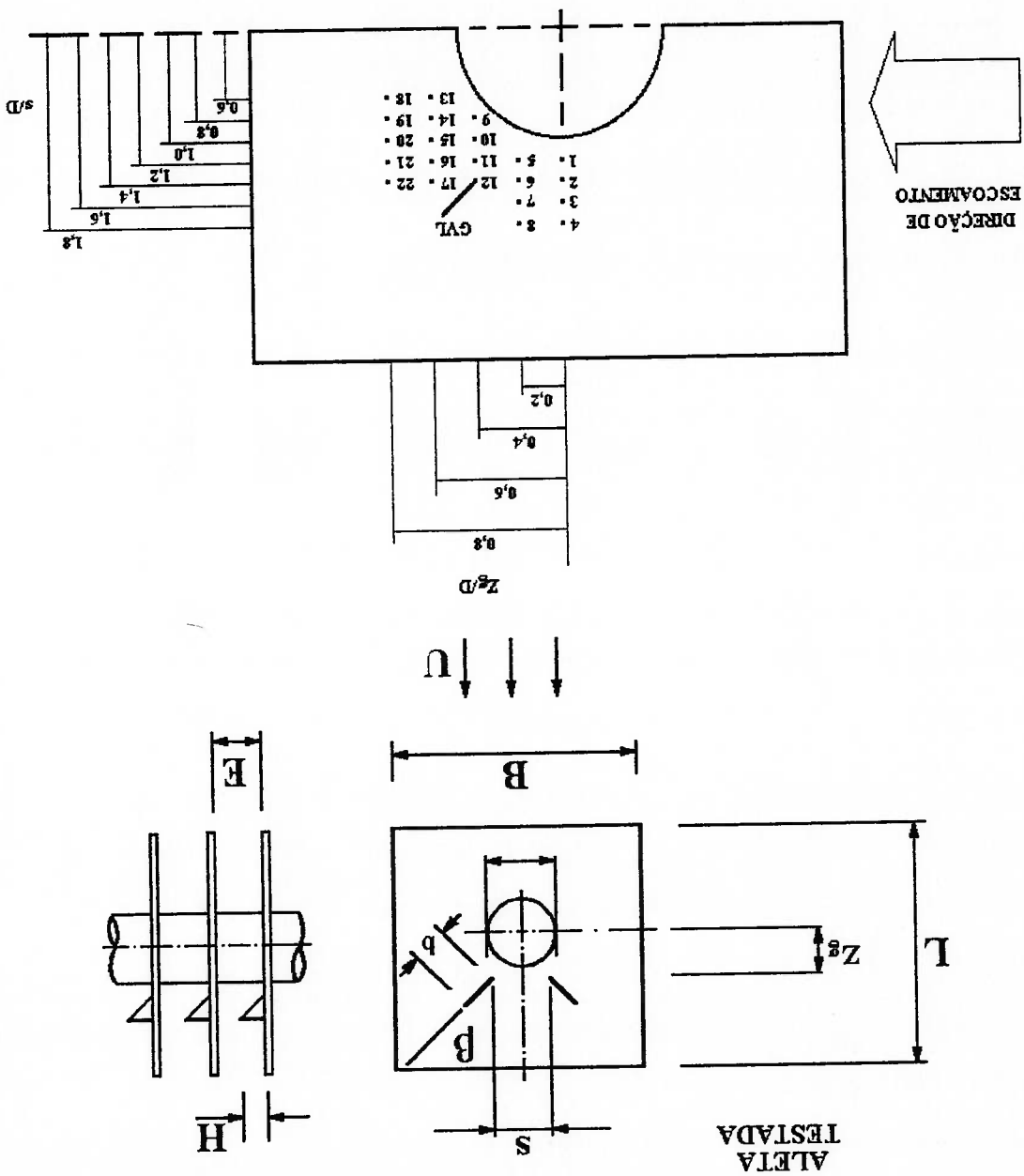
Estas faixas foram estabelecidas a partir de resultados anteriores onde foi comprovado que posições muito próximas ou muito longe do tubo não produzem intensificação apreciável.

Mesmo porque trabalhos anteriores com canais lisos indicam que ângulos pequenos produzem pequena intensificação ($\beta < 15^\circ$), enquanto ângulos grandes da de $7,5^\circ$.

variou entre $15^\circ < \beta < 60^\circ$. Nos testes a faixa foi coberta variando o ângulo em intervalos

Ângulo de ataque. A faixa de ângulo de ataque dos geradores dos geradores

Figura 6.1. Posição dos geradores de vórtices.



ordem de 60° proporcionam grande intensificação, mas levam consigo também grandes perdas de carga.

Número de Reynolds (Re). O número de Reynolds será variado dentro da faixa do regime laminar, onde operam o tipo de trocadores de calor de interesse para o trabalho. Os valores escolhidos para os testes estão entre $1000 \leq Re \leq 2000$.

Resumo de valores iniciais dos diferentes parâmetros escolhidos para os testes.

Parâmetro	Valores
z_g / D	0 ; 0,2 ; 0,4 ; 0,6 ; 0,8
s / D	0,6 ; 0,8 ; 1,0 ; 1,2 ; 1,4 ; 1,6 ; 1,8
β	15° ; 22,5° ; 30° ; 37,5° ; 45° ; 52,5° ; 60°
Re	1000 ; 1250 ; 1500 ; 1750 ; 2000
V	1 ; 1,5 ; 2

Desta análise foram obtidas as curvas seguintes:

- a. $\left(\frac{St_0}{St} \right)_{z_g/D}$ vs $\left(\frac{D}{s} \right)$ para cada valor de $\left(\frac{D}{s} \right)$ mantendo o ângulo de ataque β e Re constantes. Isto significa que se dispõe ao mesmo tempo das curvas $\left(\frac{St_0}{St} \right)_{s/D}$ para cada valor de $\left(\frac{D}{z_g} \right)$ mantendo β e Re constantes.

A condição de Re e β constantes é estabelecida para reduzir o número de testes, pois considerando só valores iniciais de $\left(\frac{D}{s} \right)$ e $\left(\frac{D}{z_g} \right)$ são necessários para obter estas curvas um mínimo de 44 testes para cada razão de aspecto utilizada mais os testes de referência realizados sem colocar geradores de vórtices.

- b. $\left(\frac{St_0}{St} \right)_{s/D}$ vs β tomando Re constante.
 c. $\left(\frac{St_0}{St} \right)_{z_g/D}$ vs Re tomando β constante.

Para evitar um número irracional de testes as duas curvas acima consideradas foram levantadas para uma só posição dos geradores de vórtices, ou seja, aquela que for a melhor dentre as curvas referidas ao posicionamento obtidas na etapa anterior.

6.2. METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA A OBTENÇÃO DAS CURVAS DE INTENSIFICAÇÃO.

Para o levantamento dos dados necessários é utilizada a técnica de sublimação de naphaleno sobre o modelo experimental. Por meio desta técnica são obtidos os valores de transferência de massa que, através da analogia calor-massa são transformados no coeficiente global de transferência de calor ou os adimensionais que caracterizam a transferência de calor.

Ar a temperatura ambiente escoava sobre o tubo aletado. Uma parte da aleta, metade (mais detalhes no Capítulo "Aparato experimental") é substituída por uma camada de naphaleno (figura 6.2).

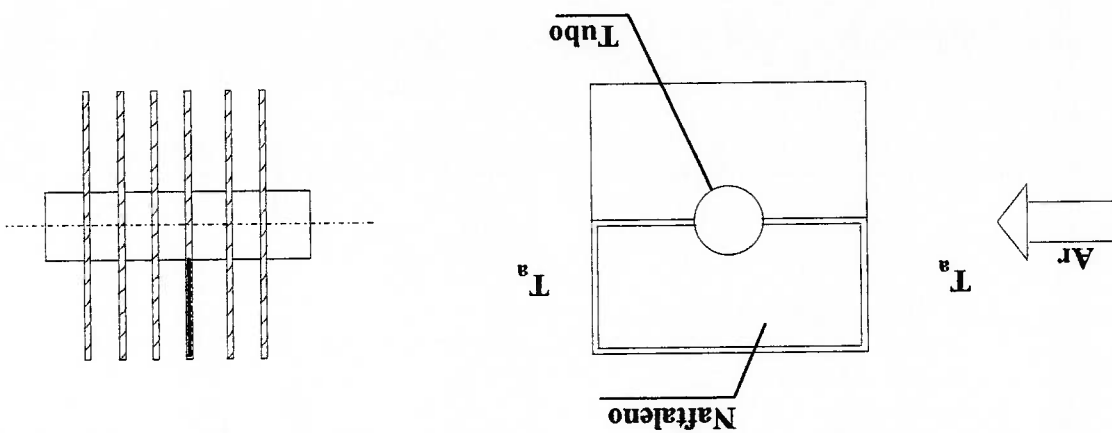


Figura 6.2. Método experimental.

Quando o ar escoava sobre o naphaleno se produzia uma transferência de massa entre a aleta e o ar, devido à sublimação de naphaleno. O fluxo de massa que a placa de naphaleno perde por unidade de área produto da sublimação é definido pela seguinte expressão:

$$\dot{m}''_n = h_m \cdot (c_{ns} - c_{n\infty}) \quad (6.1)$$

O sistema de transferência de massa aqui analisado é isotérmico, pois ocorre a temperatura constante do ar (T_a), portanto $T_n = T_a = \text{constante}$ e p_n também constante. A diminuição de temperatura da superfície com relação à temperatura do ar devido à mudança de fase do nftaleno pode ser desprezada, porque se trabalha em convecção

M_n	[kg/mol]	- massa molecular do nftaleno.
p_n	[Pa]	- pressão de vapor do nftaleno.
R	[J/mol.K]	- constante universal dos gases.
T_n	[K]	- temperatura do vapor.

onde:

$$c_{ns} = \frac{R \cdot T_n}{M_n \cdot p_n} \quad (6.2)$$

A concentração de vapor c_{ns} sobre a superfície pode ser determinada assumindo que os vapores de nftaleno comportam-se como gás ideal. Esta hipótese é aceitável levando em consideração que a pressão de vapor tem valores baixos. Assim, c_{ns} é determinada pela equação de estado do gás ideal:

A concentração de vapor de nftaleno longe da superfície $c_{n\infty}$ pode ser considerada zero, dada a quantidade mínima de massa de vapor sublimado com relação à massa de ar.

m''_n	[$\frac{kg}{m^2 \cdot s}$]	-fluxo de massa.
h_m	[$\frac{m}{s}$]	-coeficiente de troca de massa.
c_{ns}	[$\frac{kg}{m^3}$]	-concentração de vapor de nftaleno na superfície da placa sublimável.
$c_{n\infty}$	[$\frac{kg}{m^3}$]	-concentração de vapor de nftaleno no escoamento de ar longe da placa.

onde:

forçada e para estes casos segundo demonstrou Eckert (1976) e mais tarde Mendes (1991) esta variação é da ordem de 0,02 K. Em termos da analogia calor-massa isto equivale a uma condição de contorno de temperatura de parede constante, ou seja, aleta isotérmica com eficiência unitária.

O fluxo de massa pode ser calculado pela expressão abaixo, conhecida a massa sublimada ou perdida (Δm) pela área da superfície (A_n) da placa de material sublimável, num período de tempo (Δt).

$$\dot{m}'' = \frac{A_n \cdot \Delta t}{\Delta m} \quad (6.3)$$

Substituindo as relações 6.2 e 6.3 na 6.1 chega-se à expressão que permite calcular o coeficiente de transferência de massa global:

$$\bar{h}_m = \frac{\Delta m \cdot R \cdot T}{M_n \cdot A_n \cdot p_n \cdot \Delta t} \quad (6.4)$$

Assim, o coeficiente de transferência de massa pode ser calculado pela medição

das seguintes grandezas:

. Temperatura do ar.

. Diferença de massa da placa de naftaleno.

. Área de troca de massa.

. Tempo de teste, i.e., tempo que a placa está sujeita a sublimação.

Como foi visto no Capítulo 3 para o estabelecimento da analogia calor-massa

precisa-se da determinação dos números adimensionais de Stanton e/ou de Sherwood.

Por definição o número de Stanton para transferência de massa é dado por: $St = \frac{\bar{h}_m}{u}$, onde u [m/s] é a velocidade média do ar na seção de testes.

A velocidade é calculada a partir da equação da continuidade:

$$u = \frac{m_s}{\rho_s \cdot A_{st}} \quad (6.5)$$

onde:

\dot{m}_a [kg/s] - vazão mássica de ar na seção de testes.

ρ_a [kg / m³] - densidade do ar.

$A_{s.T.}$ [m²] - área transversal da seção de testes.

É necessário, portanto, medir outras grandezas adicionais para a determinação do número de Stanton. Estas são: vazão mássica de ar, área transversal da seção de testes e densidade do ar (ρ_a) que é função da temperatura, pressão e umidade do ar. Então estas também devem ser consideradas na metodologia como grandezas a medir.

Para desenvolver a análise em função do número de Sherwood é suficiente usar a

definição dada no Capítulo 3:

$$Sh = \frac{D_{na}}{h_m \cdot L}$$

(6.6)

$$Sh = St_m \cdot Re \cdot Sc$$

(6.7)

Das duas equações equivalentes conclui-se que as grandezas a determinar são: o comprimento característico L , que neste caso corresponde ao diâmetro hidráulico do canal entre aletas D_h , e o coeficiente de difusão D_{na} ou o número de Schmidt. Os termos D_{na} e Sc são funções da temperatura, a qual já se comprovou antes deve ser medida.

6.2.1. MEDIÇÃO DE TEMPERATURA.

A temperatura do ar à montante, sobre, e à jusante do modelo é uniforme; portanto a medição em apenas um ponto é suficiente para determinar o seu estado. O ponto de medição será colocado à jusante da seção de testes, para evitar qualquer interferência sobre o campo de velocidade.

Como foi visto antes a temperatura tem uma grande influência sobre a sublimação, refletida na pressão de vapor de naftaleno, cujo valor varia ao redor de 10% por cada grau Celsius de mudança na temperatura. O conhecimento deste fato determina que a temperatura seja medida periodicamente durante os testes com intervalos de 2 minuto entre medições.

Com esses valores de temperatura poderá calcular-se uma média no tempo que represente a temperatura mais provável durante o teste, à qual tem tido lugar o processo de sublimação e em função desta determinar as propriedades mais importantes (Sc, p_a, p_n, D_m).

6.2.2. MEDIÇÃO DA ÁREA DE TRANSFERÊNCIA DE MASSA.

A determinação da área de troca de massa pode ser efetuada por cálculos simples, conhecendo a geometria da placa de naftaleno, que corresponde a dois quartos de aleta, 130×130 mm com 1 mm de espessura de borda ao redor de todo o perímetro de cada um. O diâmetro do tubo é de 90 mm (figura 6.3).

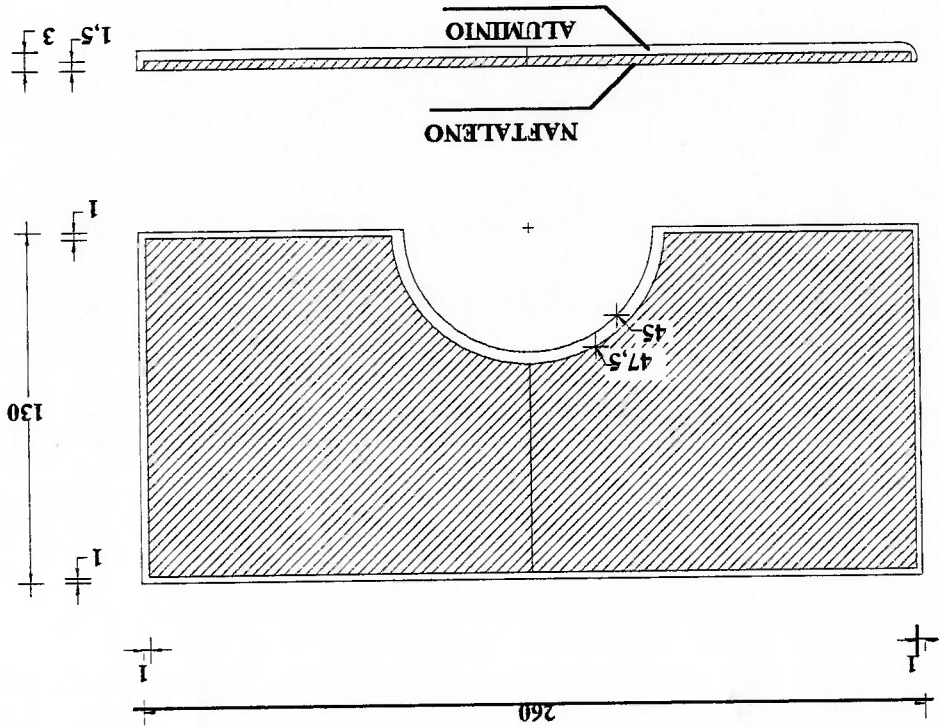


Figura 6.3. Dimensões da placa de testes.

A área de troca de massa será $A_n = 0,0102 \text{ m}^2$ para cada quarto de aleta.

6.2.3. MEDIÇÃO DA MASSA DE NAFTALENO SUBLIMADA.

A medição da massa sublimada (Δm) é baseada nos valores medidos antes e depois de cada teste, sendo efetuada numa balança analítica de alta precisão, já que os valores desta grandeza são da ordem de dezenas de miligramas.

A massa trocada durante o teste é: $\Delta m = m_1 - m_2$ (6.8)

onde:

m_1 [mg]	massa da placa antes do teste
m_2 [mg]	massa da placa depois do teste

. Correção da massa sublimada em cada ensaio.

Durante as operações de instalação e extração do túnel para pesagem, a placa está sujeita à convecção natural e também (em certa forma) a convecção forçada, devido aos movimentos que com ela devem executar-se. Portanto, a diferença entre m_1 e m_2 não fornece apenas a massa sublimada durante o ensaio, o que torna necessário substrair dessa diferença a massa perdida pela placa durante o transporte do túnel à balança e vice-versa.

Para avaliar essa correção procede-se da seguinte maneira. Pesa-se a placa na balança, coloca-se no túnel e fecha-se a janela. Quando termina-se de fechar, volta a fazer-se agora todas as operações no sentido contrário, e pesa-se de novo a placa.

A diferença de massa observada (Δm_0) entre uma medição e outra constitui a correção desejada. Essa operação é repetida 5 vezes antes de cada série de ensaios para obter o valor médio de Δm_0 . Então, ao se fazer um ensaio, a massa sublimada realmente vem dada por:

$$\Delta m = (m_1 - m_2) - \Delta m_0 \quad (6.9)$$

Se houver diferenças importantes na temperatura ambiente esta operação volta a fazer-se ao final do ensaio para encontrar um valor médio para a correção.

Na revisão bibliográfica foi encontrado um outro método para determinar a perda de massa produzida pela convecção natural. Este método é baseado numa correlação

obtida por Cho apud Goldstein; Cho (1995), que fornece a profundidade de sublimação de uma placa de nftaleno sob convecção natural com um desvio de 10% e um nível de confiança de 95%. A correlação é a seguinte:

$$\Delta z_c = c \cdot 10^{-10} [1,0 + 0,1(T_n - 297,15)]^{1,03} \cdot \Delta t_c \quad (6.10)$$

onde: Δz_c [m] -profundidade de sublimação por convecção natural.

c [m/s] -constante, com valor de 8,3 para placa ($T_n=297,15$ K).

T_n [K] -temperatura da placa.

Δt_c [s] -tempo de exposição a sublimação por convecção natural.

A correção de massa é calculada, conhecida a área da placa A_n e a densidade do

nftaleno sólido (ρ_n), pela seguinte expressão:

$$\Delta m_c = \Delta z_c \cdot \rho_n \cdot A_n \quad (6.11)$$

Este último método é mais simples pois só necessita da medição do tempo em

que a placa está sob sublimação por convecção natural.

6.2.4. MEDIÇÃO DO TEMPO DE TESTE.

O tempo de cada teste é medido com um cronômetro, tendo dois objetivos: o

primeiro é conhecer com exatidão a duração dos ensaios, o segundo é de controle, dado

que os testes devem ter uma duração planejada para garantir que a massa sublimada

atinga valores aceitáveis de forma a limitar as incertezas na medição de massa a uma faixa

adequada.

Portanto, uma avaliação do tempo de teste necessário deve ser realizada de forma

preliminar para determinar a duração aproximada das experiências. Partindo dos

resultados da análise do modelo experimental conhece-se o valor do número de Stanton

de calor médio (Capítulo 4), o que permite aplicar a analogia calor - massa e determinar

o número de Stanton de massa, i.e.

$$St_m = St_c \cdot \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3}$$

(6.12)

Calcula-se então o coeficiente de troca de massa $\bar{h}_m = St_m \cdot u$.

Da equação 6.4 isola-se Δm , obtendo uma relação que fornece os valores de massa sublimada como função do tempo de teste, mantendo constantes as outras grandezas.

$$\Delta m = \frac{h_m \cdot M_n \cdot A_n \cdot p_n}{R \cdot T_n} \cdot \Delta t \quad (6.13)$$

Para esta estimativa foram empregadas as seguintes condições de teste (as mesmas utilizadas na modelagem):

$$T_n = 25^\circ \text{C} = 298,15 \text{K}$$

$$Pr = 0,71$$

$$Sc = 2,28 \quad (\text{calculado segundo Cho, 1992})$$

$$p_n = 11,22 \text{ Pa} \quad (\text{calculada segundo Ambrose, 1975})$$

$$A_n = 0,0102 \text{ m}^2$$

Adotou-se como valor da velocidade $u_{min} = 0,5 \text{ m/s}$ e $u_{max} = 1,56 \text{ m/s}$ que

correspondem aos extremos da faixa do número de Reynolds que foi utilizada.

Os resultados obtidos para essas condições são apresentados na tabela 6.1.

Tabela 6.1. Estimativa de massa sublimada vs. tempo de teste.

Tempo [min]	Δm [mg] Re=1000	Δm [mg] Re=2000
10	12,45	23,54
20	24,90	47,08
30	37,35	70,62
40	49,80	94,16
50	62,25	117,70

Assim, os seguintes tempos de teste foram estabelecidos.

$$\Delta t = 40 \text{ min para Re} = 1000$$

$$\Delta t = 20\text{-}30 \text{ min para Re} = 2000.$$

Considerou-se que não é adequado ter uma massa sublimada menor que 50 mg, já que a balança analítica tem exatidão de 0,1 mg. Por outro lado, não é recomendável tempos muito superiores para evitar a influência negativa das mudanças de temperatura.

6.2.5. MEDIÇÃO DA ÁREA TRANSVERSAL DA SEÇÃO DE TESTES.

Para a determinação da área da seção de testes foram medidas as dimensões transversais do duto correspondente à seção de testes, resultando exatamente de 260x260 mm. Como o modelo conta com 12 aletas cuja espessura é de 3 mm cada, então deve ser subtraída a área da seção transversal das aletas e área frontal do tubo, resultando $A_{ST} = 0,038 \text{ m}^2$.

6.2.6. MEDIÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DO AR.

Para medir o fluxo de massa foi utilizada uma placa de orifício, cujo dimensionamento está descrito no Capítulo "Instalação Experimental".

O fluxo de massa é obtido pela medição da diferença de pressões estáticas do fluido à montante e à jusante do orifício, mantendo-se a relação com o fluxo de massa através da expressão:

$$m_a = C_D \cdot C_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_a \cdot \Delta p}{1 - \beta^4}} \quad (6.14)$$

onde :

C_D - Coeficiente de descarga

C_s - Coeficiente de expansão

d [m] - Diâmetro do orifício

ρ_f [kg / m³] - Densidade do fluido

Δp [Pa] - Diferença de pressões estáticas

Observe-se que o coeficiente de descarga depende do número de Reynolds, ou seja, a determinação final do fluxo de massa exige um processo iterativo. Com um valor estimado de vazão calcula-se uma primeira aproximação do coeficiente de descarga C_d , e com a medição de todas as grandezas necessárias, determina-se a vazão mássica. Com esse valor, calcula-se novamente o número de Reynolds e o coeficiente de descarga.

O diâmetro do orifício e a razão de diâmetros β foram determinados por projeto, e assumindo os valores de 47,9 mm e 0,474 respectivamente.

A diferença de pressões estáticas foi avaliada pela utilização de transdutores de laboratório.

A pressão barométrica foi medida diretamente por um barômetro na sala de testes, com a medição das temperaturas de bulbo seco e úmido, que foram relacionadas em seguida mediante as equações psicrométricas.

A densidade do ar foi obtida considerando as condições do ar úmido durante os testes, com a medição das temperaturas de bulbo seco e úmido, que foram relacionadas em seguida mediante as equações psicrométricas.

constantes.

- C_k - relação entre os calores específicos a pressão e a volume
- Δp [Pa] - diferença de pressões estáticas
- p [Pa] - pressão estática a montante da placa

onde :

$$C_e = 1 - (0,41 + 0,35\beta) \frac{C_k \cdot p}{\Delta p} \quad (6.16)$$

O coeficiente de expansão tem a forma :

(6.15)

$$C_d = 0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,1840\beta^8 + 0,0029\beta^{2,5} \left(\frac{Re}{10^6} \right)^{0,75} + 0,090\beta^4 (1 - \beta^4) - 0,0165\beta^3$$

O coeficiente de descarga tem a seguinte expressão:

$$\beta = \frac{D}{d} \quad \text{- Relação entre diâmetro do orifício e diâmetro do tubo}$$

Assim, repete-se a operação até que a diferença entre dois valores de vazão consecutivos seja menor que um desvio especificado.

6.3. INCERTEZAS DO MÉTODO EXPERIMENTAL.

Para conhecer a efetividade do método experimental escolhido foram avaliadas as incertezas segundo a metodologia apresentada no Anexo C.

O cálculo das incertezas foi desenvolvido estimando os erros aleatórios para algumas condições de teste na média do esperado durante os ensaios. Os erros sistemáticos foram tomados dos instrumentos e métodos utilizados para medir cada grandeza.

Os resultados obtidos foram os seguintes:

Incerteza na medição de velocidade	$U_u = 4,0\%$
Incerteza no coeficiente de troca de massa	$U_{h_m} = 3,6\%$
Incerteza no número de Stanton de massa	$U_{St_m} = 5,4\%$
Incerteza no número de Stanton de calor	$U_{St_c} = 6,5\%$

Pode-se concluir que a técnica de sublimação de nãtaloeno foi utilizada para o estudo da intensificação da transferência de calor com uma incerteza de aproximadamente 6,5%, o que é satisfatório se se considerar que as pesquisas na área de transferência de calor geralmente tem incertezas da ordem de 10%.

Além desta avaliação preliminar as incertezas dos resultados são avaliadas para cada teste experimental, como pode ser observado nas tabelas de resultados no Anexo E.

ANÁLISE DE RESULTADOS.

CAPÍTULO 7.

A primeira etapa de avaliação experimental consistiu em testar a configuração tubo-aleta sem geradores de vórtices para verificar a confiabilidade dos valores obtidos com a aplicação da técnica de sublimação de nãtaloeno.

Os testes de certificação foram desenvolvidos para valores do número de Reynolds na faixa de $Re=1000$ até $Re=2000$. Os resultados desta etapa em termos do número de Nusselt são apresentados na tabela 7.1.

Tabela 7.1. Valores de Nusselt obtidos para a configuração tubo-aleta lisa.

Re	Nu ₀
1000	6,45
1250	7,22
1500	8,02
1750	8,75
2000	9,20

Para validar os resultados obtidos, estes foram comparados com os resultados publicados anteriormente por Rich (1973) e por McQuinston (1977) para uma geometria semelhante.

As correlações propostas para o fator de Colburn (j_n) por Rich e McQuinston são dadas pelas equações 7.1 e 7.2 respectivamente (obtidas para uma geometria com 4 fileiras de tubos):

$$j_n = 0,0797 Re^{-0,35} \quad (7.1)$$

$$j_n = 0,0014 + 0,2618 j_p \quad (7.2)$$

$$j_p = \left\{ \frac{4 L}{\pi D_h D} \frac{B}{\sigma} \right\}^{-0,15} Re_D^{-0,4}$$

onde: n número de fileiras de tubos

σ razão da área livre de escoamento com relação à área frontal.

Ditas correlações foram corrigidas para um trocador com uma fileira de tubo,

através da expressão (7.3) proposta pelo próprio McQuinston resultando:

$$j_h = 1 - 1280 \cdot n \cdot Re_L \quad (7.3)$$

Aranjando as equações 7.1, 7.2 e 7.3, e referindo todos os números de Reynolds envolvidos ao diâmetro hidráulico do trocador obtêm-se:

$$j_1 = \frac{0,0776 Re^{-0,35}}{1 - 238 Re^{-1,2}} \quad \text{segundo Rich} \quad (7.5)$$

$$j_n = \frac{0,0014 + 0,0805 Re^{-0,4}}{1 - 333 Re^{-1,2}} \quad \text{segundo McQuinston} \quad (7.6)$$

Todos os parâmetros geométricos requeridos para calcular o termo JP foram tomados do modelo estudado neste trabalho (tabela 7.2).

Tabela 7.2. Parâmetros geométricos do modelo de estudo.

Parâmetro	Valor
L/D	2,9
B/D	2,9
E/D	0,2
e/D	0,033
D _n	26

Variando o número de Reynolds na faixa de 1000 até 2000 através das equações 7.5 e 7.6 foi determinado o fator j para o trocador de uma fileira de tubos. Os valores de j foram transformados em termos de número de Nusselt segundo a expressão:

$$Nu = j \cdot Re \cdot Pr^{1/3} \quad (7.7)$$

Finalmente foram plotados num mesmo gráfico os valores do número de Nusselt obtidos das correlações de Rich e McQuinston e os valores experimentais de Nu_0 (tabela 7.1), sendo apresentados na figura 7.1.

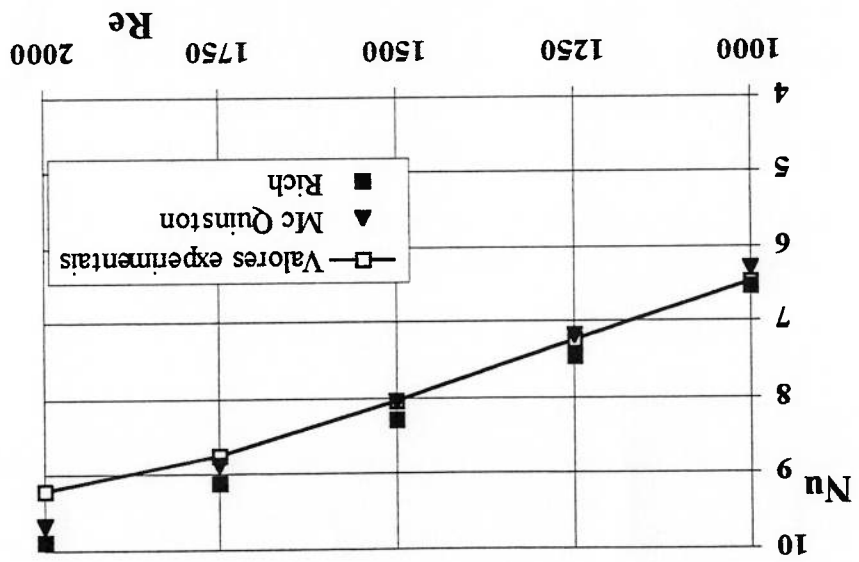


Figura 7.1. Variação do número de Nusselt como função Reynolds.

Observa-se da figura que o comportamento dos valores de Nusselt experimentais é semelhante ao comportamento de Nusselt segundo as correlações usadas como objeto de comparação. Os desvios mais notáveis entre os valores experimentais e os valores obtidos das correlações de Rich e de McQuinston são menores que as incertezas das próprias correlações, que estão na ordem de 10%.

Dos resultados anteriores pode-se concluir que os testes da configuração tubo - aleta lisa são aceitáveis e podem ser usados como referência para os testes posteriores da geometria tubo-aleta com geradores de vórtices.

7.1. INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DOS GERADORES DE VÓRTICES SOBRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR.

Com o intuito de determinar a influência da posição dos geradores de vórtices na transferência de calor, foram realizados testes com o Par de Meia Asas Delta em cada uma das 22 posições planejadas anteriormente no Capítulo 6 (vide figura 7.2), utilizando geradores com razão de aspecto ($\Lambda=2$) e um ângulo de ataque ($\beta=45^\circ$) fixos.

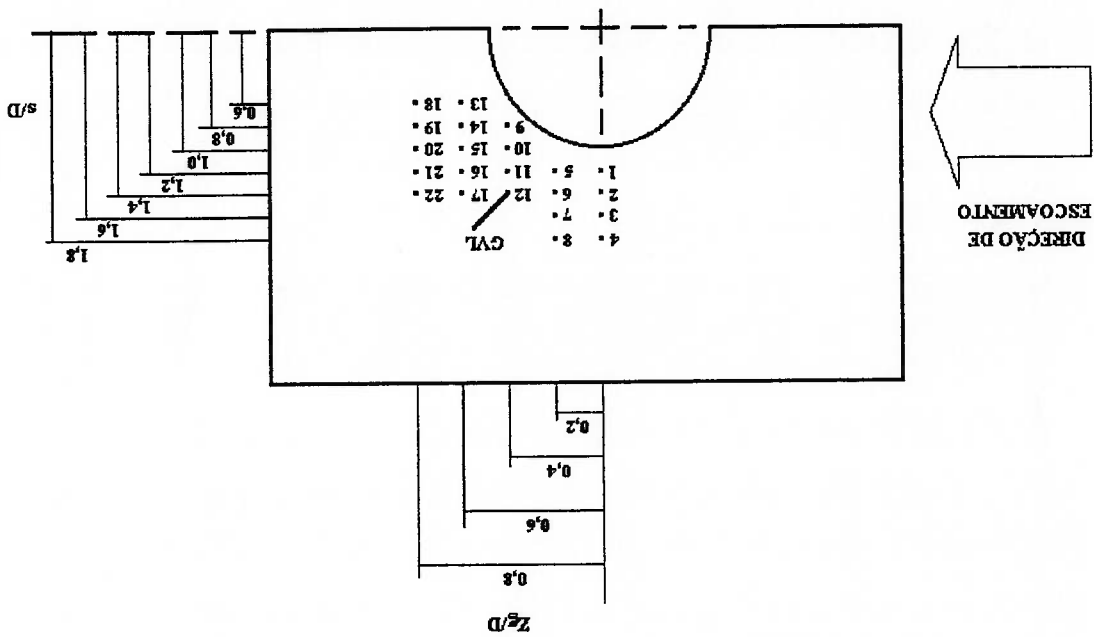


Figura 7.2. Localização das posições dos GVL durante os testes.

Os resultados experimentais podem ser vistos nas tabelas do Apêndice E. Na leitura de ditas tabelas deve-se prestar atenção ao fato de ser apresentados 4 valores de Stanton para cada teste. Isto é devido a:

- a aleta de teste está dividida em duas metades, uma que vai desde a entrada do canal até a metade do tubo e uma segunda desde este ponto até o final do canal (figura 5.7). Isto determina dois valores de Stanton na medição, o Stanton médio da região a montante do tubo (St_1^*) e o Stanton médio da região a jusante (St_2^*).

- como a aleta só possui naftaleno numa das faces, devia ser testada no piso e no teto do canal para considerar o efeito do gerador de vórtice sobre as duas faces da aleta e poder determinar o efeito global da transferência de calor (massa) na aleta. Assim na realidade foram encontrados quatro valores de Stanton médios, dois para o piso do canal (St_{cp}^i e St_{cp}^t) e dois para o teto (St_{ct}^i e St_{ct}^t). Finalmente, com os valores do número de Stanton encontrados para cada região foi calculado o Stanton global da aleta como a média desses valores.

A consideração básica para poder determinar o número de Stanton global como a média dos valores de Stanton no piso e no teto é que a temperatura seja a mesma. Neste ponto um cuidado especial foi tomado, sendo considerados válidos os testes somente quando a diferença de temperatura média entre o teste para determinar a transferência de massa no piso e o teste para o teto foi menor do que $0,2^\circ\text{C}$.

Na tabela 7.3 é apresentado um resumo dos valores do número de Stanton de calor para cada região da aleta e o valor de Stanton de calor global da aleta para cada posição onde os geradores de vórtices foram testados.

Dos resultados obtidos para o número de Stanton na região a montante do tubo, tanto no piso como no teto, foi constatado que os valores em 44 testes apresentaram um desvio com relação ao valor médio $St_c^e = 9,565 \cdot 10^{-3}$ de apenas 0,3% (figura 7.3). Tal comportamento confirma a boa repetibilidade da técnica experimental empregada.

Tabela 7.3. Valores de Stanton de calor levantados para as diferentes posições dos geradores de vórtices.

Posição	St_{ei}^c	St_{ei}^c	St_{ep}^c	St_{ep}^c	$St_{(global)}$
Alta lisa	0.009563	0.008606	0.009563	0.008606	0.009085
1	0.009563	0.008648	0.009549	0.009873	0.009408
2	0.009577	0.008676	0.009592	0.010676	0.009630
3	0.009549	0.008662	0.009577	0.011127	0.009729
4	0.009577	0.008634	0.009563	0.010014	0.009448
5	0.009549	0.008648	0.009563	0.009986	0.009437
6	0.009549	0.008634	0.009592	0.010014	0.009447
7	0.009577	0.008648	0.009563	0.010366	0.009539
8	0.009549	0.008648	0.009577	0.009789	0.009401
9	0.009563	0.008676	0.009577	0.010718	0.009634
10	0.009577	0.008676	0.009563	0.012169	0.009996
11	0.009577	0.008634	0.009549	0.011113	0.009718
12	0.009535	0.008634	0.009563	0.009901	0.009408
13	0.009563	0.008648	0.009563	0.009592	0.009342
14	0.009577	0.008662	0.009549	0.009986	0.009444
15	0.009592	0.008662	0.009549	0.011070	0.009718
16	0.009563	0.008662	0.009577	0.010718	0.009630
17	0.009549	0.008634	0.009535	0.009704	0.009356
17	0.009549	0.008634	0.009549	0.009718	0.009363
19	0.009563	0.008648	0.009563	0.009831	0.009401
20	0.009577	0.008648	0.009563	0.009915	0.009426
21	0.009563	0.008662	0.009577	0.009930	0.009433
22	0.009563	0.008648	0.009549	0.009831	0.009398

Os valores de intensificação de calor (%) obtidos para cada posição dos geradores de vórtices apresentaram-se na tabela 7.4.

pois $Nu = St_c Re Pr$.

$$I = \left(\frac{Nu_{co}}{Nu_c} \right) \quad (7.10)$$

caso seja definido a partir do número de Nusselt:

É importante notar que o fator de intensificação reporta os mesmos resultados,

onde: \bar{St}_c número de Stanton de calor levantado sob a influência do GVL

\bar{St}_{co} número de Stanton de calor para a configuração tubo-alata lisa.

$$I = \left(\frac{\bar{St}_{co}}{\bar{St}_c} \right) \quad (7.9)$$

utilizado o fator de intensificação, definido como:

os levantados para a configuração intensificada (tubo-alata com gerador de vórtices) foi

Para comparar os dados obtidos para a configuração básica, tubo-alata lisa, com

Figura 7.3. Valores do número de Stanton de calor na região à montante do tubo.

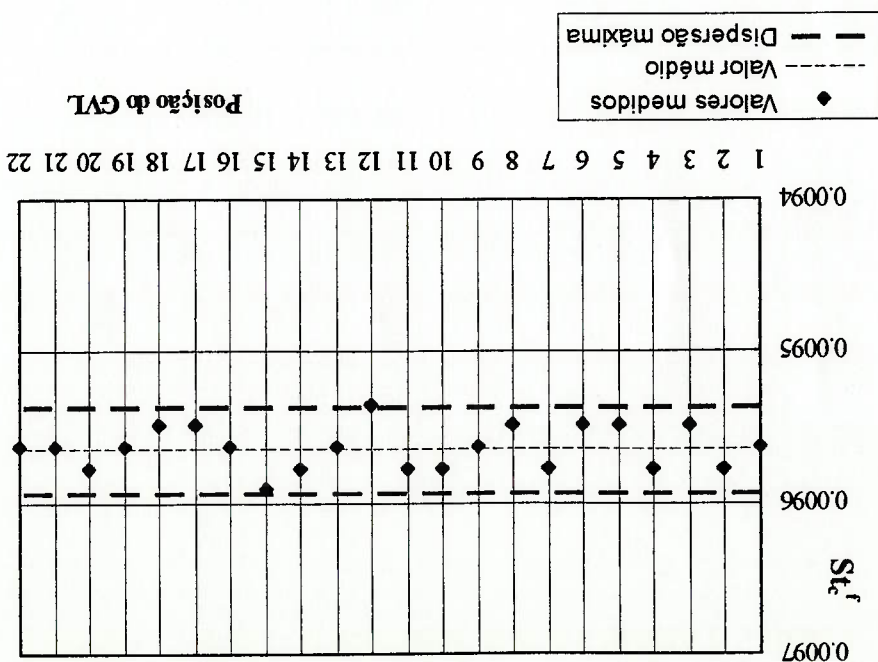


Tabela 7.4. Índices de intensificação da transferência de calor.

Posição	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
I	1,036	1,060	1,071	1,040	1,039	1,040	1,050	1,035	1,060	1,10	1,070

Posição	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
I	1,036	1,028	1,039	1,070	1,060	1,030	1,031	1,035	1,038	1,038	1,034

Os resultados de intensificação da transferência de calor (I) no teto do canal para o Par de Meia Asas Delta nas diferentes posições são apresentados na figuras 7.4a, 7.4b, 7.4c, 7.4d e 7.4e. Cada curva corresponde a uma linha onde (z_g/D) foi mantido constante e a posição transversal do Par de Meia Asas Delta foi variado.

Dos gráficos pode ser observado que a transferência de calor no teto do canal é muito pouco afetada pela presença dos geradores de vórtices na aleta, sendo que os valores de intensificação obtidos para dita região da aleta não superam o 0,5 %.

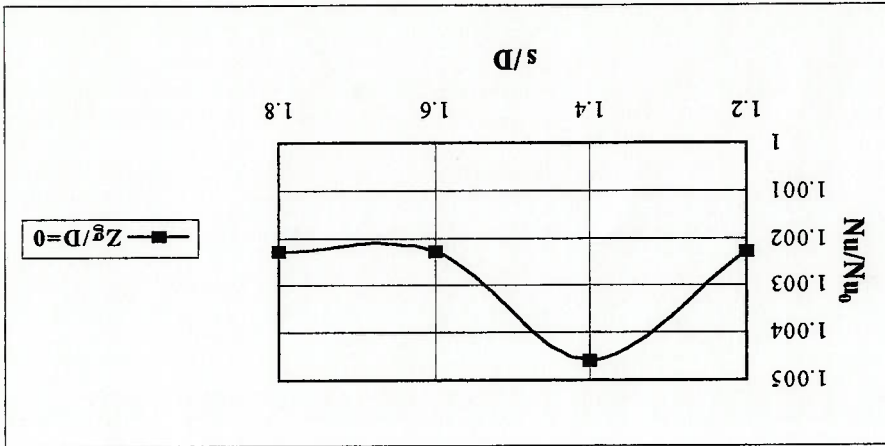


Figura 7.4a. Influência da posição dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor no teto do canal (posições 1; 2; 3 e 4).

Figura 7.4d. Influência da posição dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor no teto do canal (posições 13, 14, 15, 16 e 17).

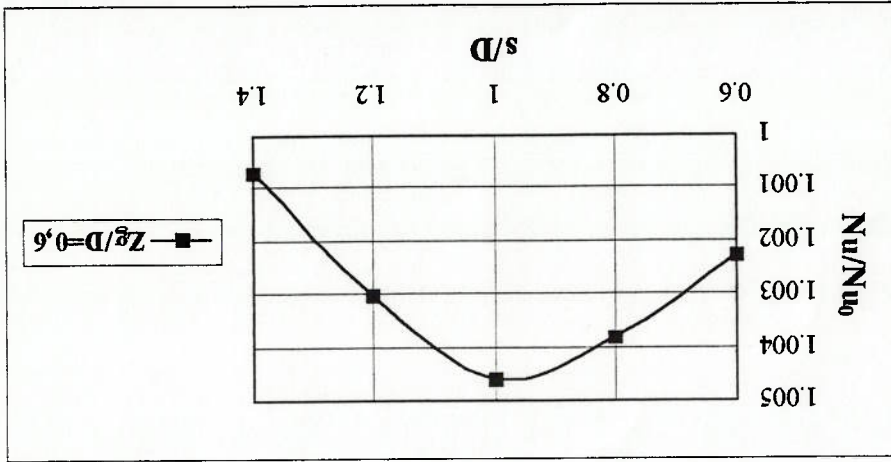


Figura 7.4c. Influência da posição dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor no teto do canal (posições 9, 10, 11 e 12).

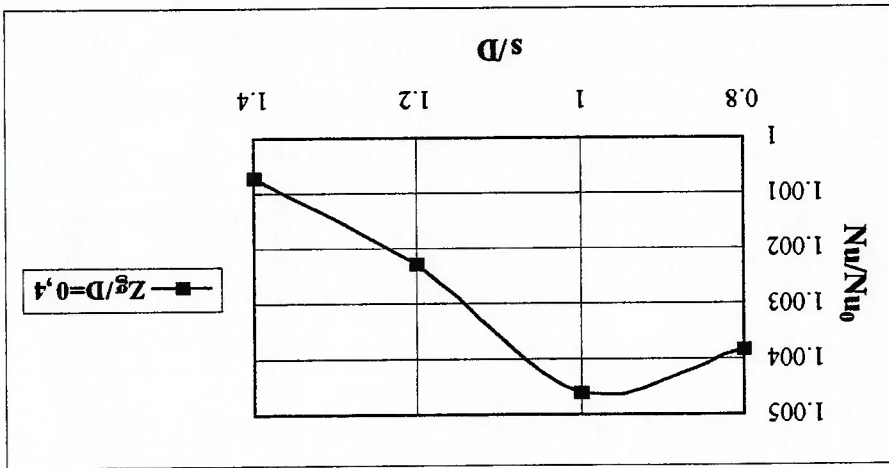
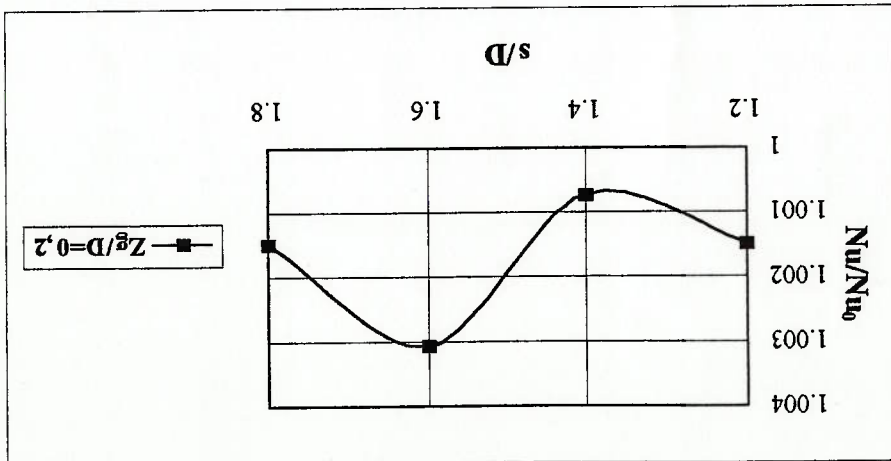


Figura 7.4b. Influência da posição dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor no teto do canal (posições 5, 6, 7 e 8).



Uma outra conclusão que pode ser levantada dos resultados é que não existe uma posição preferencial dos geradores de vórtices que possa ser assinalada como a melhor para a intensificação no teto do canal, já que as maiores variações de (I) ao redor do valor médio $\bar{I} = 0,25\%$ não ultrapassam o 0,2% e portanto podem estar dependendo das incertezas experimentais que de fato são de maior ordem de grandeza que esses valores de intensificação.

Os resultados da influência da posição dos geradores de vórtices sobre a intensificação da transferência de calor global na aleta como um todo são apresentados nas figuras 7.5a, 7.5b, 7.5c, 7.5d e 7.5e, sendo que os valores de intensificação variaram entre 1,03 - 1,10.

O maior valor de intensificação foi observado quando o Par de Meia Asas Delta foi posicionado com um diâmetro de separação entre asas ($s/D=1,0$) e 0,4 diâmetro à

jusante do eixo transversal do tubo ($z_g/D=0,4$), ou seja, na posição 10.

Figura 7.4e. Influência da posição dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor no teto do canal (posições 18; 19; 20; 21 e 22).

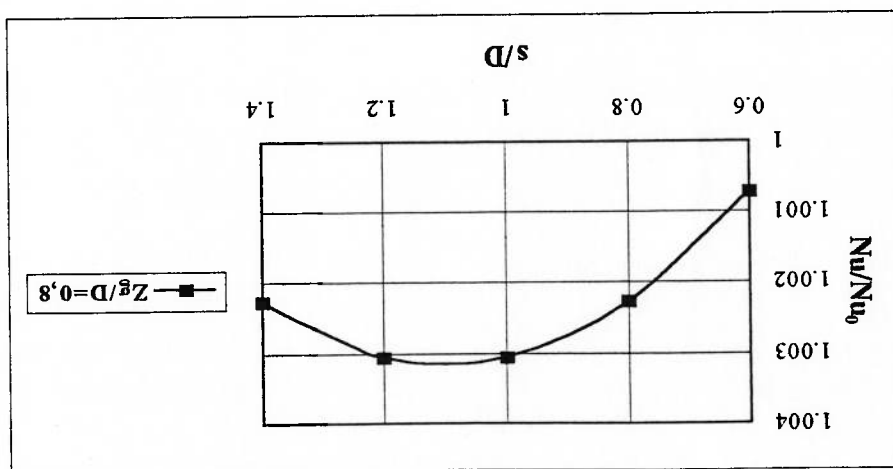


Figura 7.5c. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor global (razão de aspecto $\Lambda=2$, ângulo de ataque $\beta=45^\circ$). Posições 9, 10, 11 e 12.

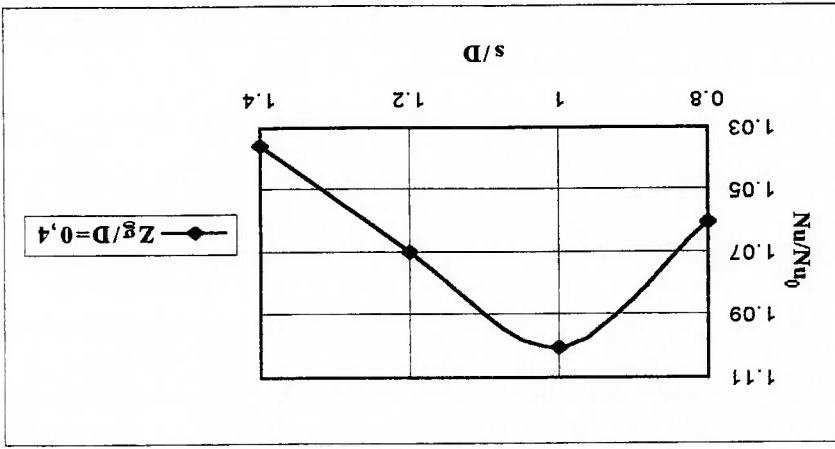


Figura 7.5b. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor global (razão de aspecto $\Lambda=2$, ângulo de ataque $\beta=45^\circ$). Posições 5, 6, 7 e 8.

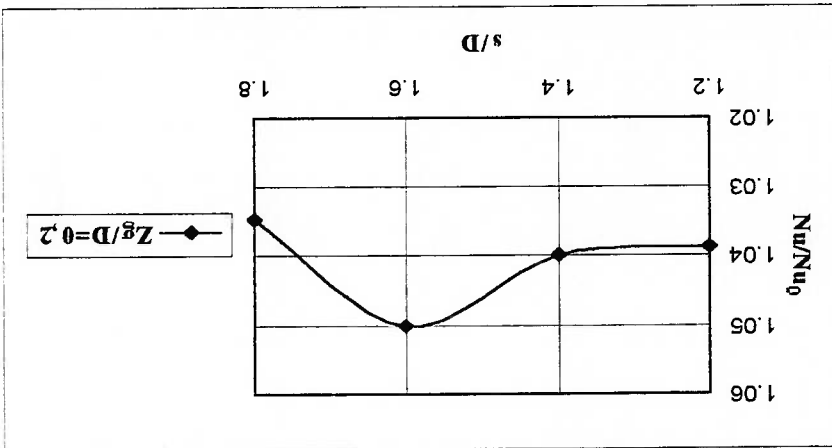
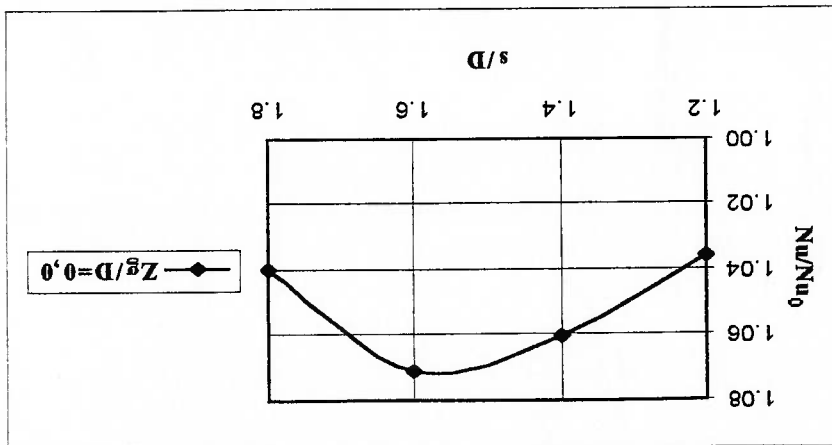


Figura 7.5a. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor global (razão de aspecto $\Lambda=2$, ângulo de ataque $\beta=45^\circ$). Posições 1, 2, 3 e 4.



A distribuição da intensificação de calor na direção transversal ao escoamento na região à jusante do tubo reflete que a efetividade dos geradores de vórtices diminui quando a posição do Par de Meia Asas Delta s/D foi superior a 1,0. Para posições à jusante do tubo onde ($z_g/D \geq 0,8$), foram obtidos pequenos valores de intensificação (figura 7.5e), resultando uma região de pouco interesse para a colocação de geradores de vórtices.

Para a posição ($s/D=1,0$) e ($z_g/D=0,4$) relativamente perto do tubo, o forte escoamento secundário gerado pelas Meia Asas Delta age sobre a região de recirculação, aumentando apreciavelmente o baixo coeficiente de transferência de calor que existia em dita região.

Figura 7.5e. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor global (razão de aspecto $\Lambda=2$, ângulo de ataque $\beta=45^\circ$). Posições 18; 19; 20; 21 e 22.

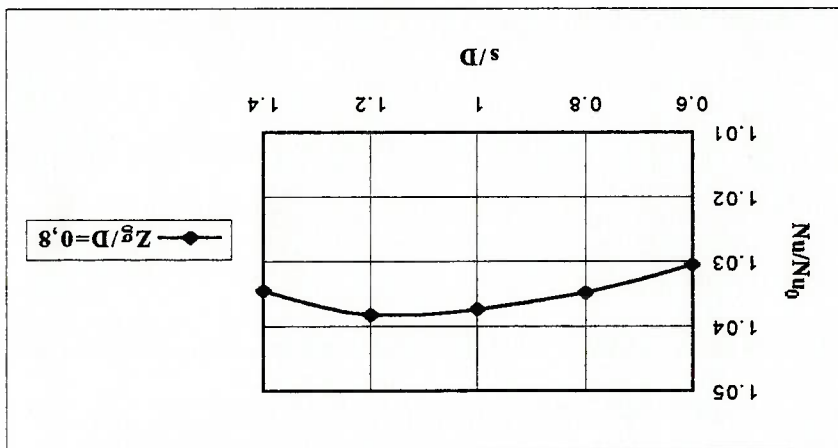
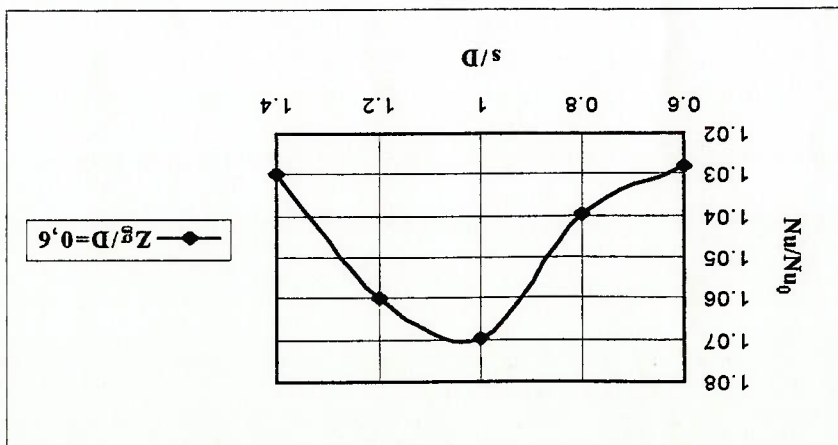


Figura 7.5d. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor global (razão de aspecto $\Lambda=2$, ângulo de ataque $\beta=45^\circ$). Posições 13; 14; 15; 16 e 17.



A influência do número de Reynolds foi investigada somente para a posição dos geradores onde foi obtida maior intensificação, com razão de aspecto 2 e ângulo de ataque 45°. A faixa de estudo escolhida foi de Reynolds 1000 até 2000, não foram usados valores menores por limitações da instalação experimental e valores maiores de Reynolds escapam da região de aplicação para os trocadores de interesse neste trabalho.

DE CALOR.

7.2. INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE REYNOLDS SOBRE A TRANSFERÊNCIA

calor.

Como pode ser observado, os resultados de Rodrigues J. (1996) apresentam uma grande semelhança com os desta dissertação, tanto em termos de melhor posição dos geradores de vórtices quanto ao valor de intensificação obtido. Estes resultados reafirmam o valor do fator de intensificação obtido nesta pesquisa e confirmam que a região ao redor de $0,4 \leq z_g/D \leq 0,6$ e $1 \leq s/D \leq 1,2$ constitui a melhor região para a colocação dos geradores quando o objetivo procurado é intensificar a transferência de

aspecto e igual ângulo de ataque).

Considerando os resultados de Rodrigues J. (1996), que realiza a simulação numérica do mesmo modelo estudado neste trabalho só que com as dimensões originais, pode-se verificar que a melhor posição em termos da transferência de calor resultou $z_g/D=0,45$ e $s/D=1,1$ (para $Re=284$, $A=2$ e $\beta=45^\circ$) com um fator de intensificação de 1,07, com o fator de intensificação atingindo 1,09 para $Re=1000$ (com a mesma razão de

caso de Fiebig).

Os resultados de Fiebig et al. (1990) foram muito similares aos obtidos neste trabalho, sendo que o ponto de máxima intensificação foi encontrado em $(s/D=1,0)$ e $(z_g/D=0,5)$. As diferenças fundamentais estão nos valores absolutos de intensificação, 1,20 no trabalho de Fiebig versus 1,10 no presente trabalho, provavelmente resultantes de um valor do número de Reynolds muito maior ($Re=3000$) e da utilização de um canal com aletas de comprimento muito maior à jusante do tubo (cerca de 5 vezes maior no

Os resultados dos testes em termos de número de Stanton e de número de

Nusselt são apresentados na tabela 7.5.

Tabela 7.5. Valores de St_c em função do número de Reynolds.

Re	St_c	Nu
1000	0,0101	7,10
1250	0,00922	8,07
1500	0,00862	9,05
1750	0,00809	9,91
2000	0,00745	10,44

O comportamento da intensificação de transferência de calor como função do

número de Reynolds é mostrada na figura 7.6.

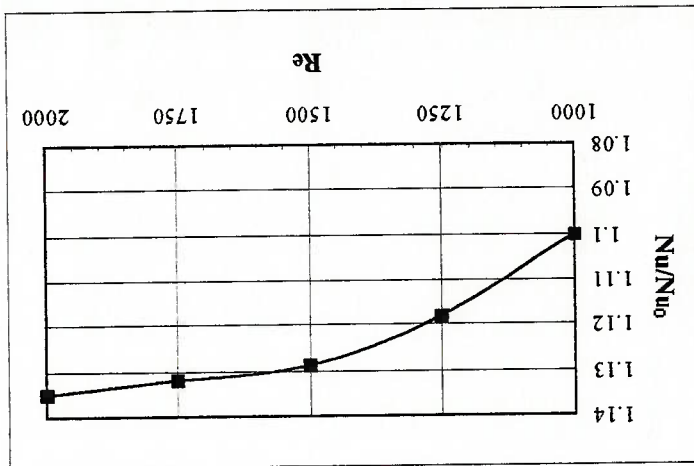


Figura 7.6. Influência do número de Reynolds sobre a intensificação

da transferência de calor.

Observa-se que a intensificação da transferência de calor aumenta com o número de Reynolds. Tal resultado é lógico, se é levado em consideração que a intensidade dos vórtices gerados é crescente com o aumento do número de Reynolds.

Na faixa de Reynolds estudada neste trabalho, somente Sabanaí (1996) analisou o comportamento da intensificação da transferência de calor (usando geradores de vórtices) em função de Reynolds, sendo que a forma da curva obtida pelo mesmo é bastante semelhante à curva mostrada na figura 7.6, embora os valores de intensificação em ambos trabalhos apresentem um desvio sistemático de aproximadamente 3,5%.

7.3. INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE ATAQUE SOBRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR.

Para estudar a influência do ângulo de ataque, o Par de Meia Asas Delta com razão de aspecto $\Lambda=2$ foi colocado inicialmente na posição obtida anteriormente como ponto de máxima intensificação, ($s/D=1,0$) e ($z_g/D=0,4$). O ângulo de ataque foi variado na faixa de 15° até 60° com intervalos de $7,5^\circ$ entre cada teste. Os resultados dos testes são apresentados na figura 7.7.

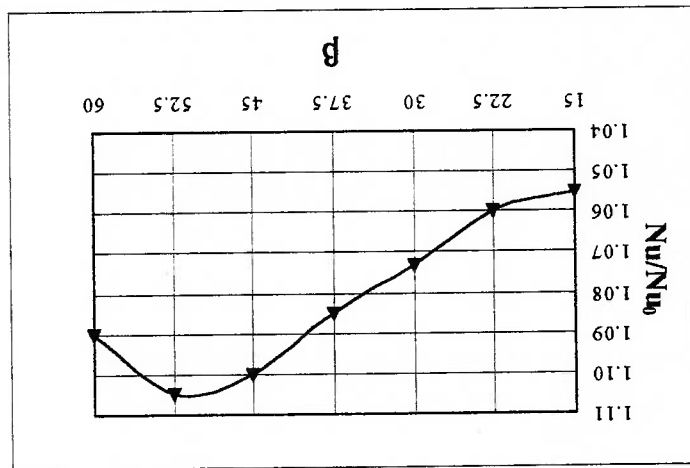


Figura 7.7. Influência do ângulo de ataque do gerador de vórtice sobre a transferência de calor (posição $z_g/D=0,4$; $s/D=1,0$ e razão de aspecto $\Lambda=2$).

Da figura pode ser observado que a intensificação da transferência de calor incrementa-se com o aumento do ângulo de ataque, até atingir o valor máximo quando $\beta=52,5^\circ$. Considerando somente a intensificação da transferência de calor $\beta=52,5^\circ$ resulta como o melhor valor do ângulo de ataque, mas é conhecido que as perdas de pressão no elemento de trocador de calor incrementam-se com o ângulo de ataque, devido ao incremento da área frontal do gerador. Assim, é razoável que o melhor ângulo de ataque, para satisfazer os requisitos de perda de carga e intensificação deve ser menor que $\beta=52,5^\circ$, o que está de acordo com os resultados obtidos por Fiebig et al. (1990). Este autor obteve por estudos experimentais de transferência de calor e de perda de carga que o melhor ângulo de ataque é $\beta=45^\circ$.

Para $\beta=60^\circ$ foi observada uma diminuição no fator de intensificação. Este resultado é similar ao resultado obtido por Tiggebeck et al. (1993). Este desempenho do gerador de vórtice é explicado pelo fato que a intensidade do vórtice cresce com o incremento do ângulo de ataque até um determinado valor, que pode-se chamar de valor crítico. Depois de tal valor a intensidade do vórtice diminui, produzindo um efeito similar na transferência de calor.

7.4. INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE ASPECTO DO GERADOR DE VÓRTICE.

A influência da razão de aspecto foi estudada para a melhor posição do Par de Meia Asas Delta em termos de intensificação da transferência de calor, ($s/D=1,0$) e ($z^g/D=0,4$) mantendo o ângulo de ataque das asas em $\beta=45^\circ$. Foram testadas três razões de aspecto $\Lambda=1, 1,5$ e 2 . O comportamento da transferência de calor como função da razão de aspecto obtido dos experimentos é apresentado na figura 7.8.

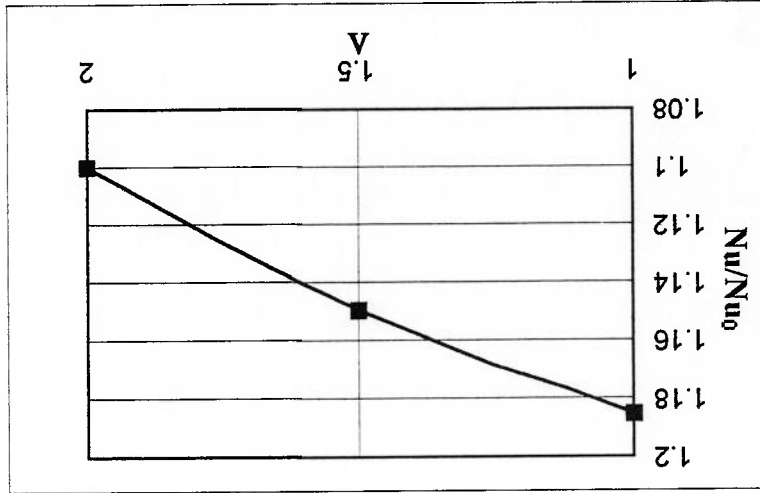


Figura 7.8. Influência da razão de aspecto do gerador de vórtice sobre a transferência de calor (posição $z^g/D=0,4$; $s/D=1,0$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$).

Os resultados indicam que o número de Nusselt médio aumenta com a redução da razão de aspecto, ou seja, com o aumento da corda com relação à altura do gerador.

Na faixa estudada ($1 \leq \Lambda \leq 2$) a maior intensificação da transferência de calor foi obtida para $\Lambda=1$, sendo que este resultou 80% maior que para razão de aspecto igual a 2. Este resultado deve ser considerado cuidadosamente uma vez que tal comportamento pode ser diferente para outras posições dos geradores de vórtices, pois a estrutura local do escoamento apresenta mudanças significativas de um ponto a outro dentro do canal.

No trabalho foi estudada a influência dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor num modelo experimental de trocador de calor tubo-aleta lisa.

Os resultados mostram que com a utilização de geradores de vórtices do tipo Meia Asa Delta sobre a superfície da aleta é possível intensificar a transferência de calor em trocadores do tipo tubo-aleta.

Foi avaliada a transferência de calor para diferentes posições dos geradores de vórtices sobre a superfície da aleta, encontrando-se que os maiores índices de intensificação com referência à configuração sem geradores de vórtices foram obtidos para a posição $z_g/D=0,4$ e $s/D=1,0$ (ponto 10). Em tal ponto foi atingida uma intensificação de 10% para razão de aspecto $\Lambda=2$ e 18% para $\Lambda=1$.

A análise dos resultados mostrou que existe uma região entre os pontos 10, 11, 15 e 16 ($0,4 \leq z_g/D \leq 0,6$ e $1,0 \leq s/D \leq 1,2$) onde a intensificação atinge os maiores valores. Coincidentemente os máximos de intensificação obtidos por Fiebig et al (1990), Rodrigues J. (1996) e Sabanai (1996) em estudos semelhantes ficam localizados dentro esta região.

A intensificação da transferência de calor é influenciada fortemente pelo valor do ângulo de ataque do gerador de vórtice. Verificou-se que o valor do ângulo de ataque $\beta=52,5^\circ$ é o que apresenta os melhores resultados do ponto de vista de intensificação da transferência de calor. No entanto, este não deve ser considerado um resultado conclusivo para a aplicação dos geradores de vórtices em trocadores de calor compactos, pois é de esperar-se que o melhor ângulo de ataque, no caso de considerar também a perda de carga, seja menor que o aqui obtido.

Os resultados de intensificação como função da razão de aspecto mostram o gerador cuja corda possui o dobro de comprimento da altura ($\Lambda=1$) como o melhor para promover incrementos na transferência de calor quando comparado com os geradores de menor corda. Assim, na melhor posição do gerador, aquele com razão de

CONCLUSÕES.

aspecto igual a 1 apresentou uma intensificação 80% maior que o gerador de razão de aspecto 2 e 28% maior que o gerador de razão de aspecto 1,5.

É importante assinalar que o comportamento da intensificação da transferência de calor como função do ângulo de ataque e da razão de aspecto pode variar com a posição do gerador de vórtice, devido à forte dependência que apresenta a velocidade local com a posição dentro da geometria tubo-aleta.

A incerteza de todos os resultados apresentados nesta dissertação é inferior a 6,5% com um nível de confiança de 95%, o que demonstra que a técnica experimental utilizada, a técnica de sublimação de naftaleno, resulta uma opção viável e muito confiável para estudos de transferência de calor através da analogia calor-massa.

Como pode observar-se esta dissertação é apenas o começo dos estudos que devem ser realizados para conseguir aplicar os geradores de vórtices nos trocadores compactos tipo tubo-aleta.

Além disso, os geradores de vórtices não devem ser vistos somente como intensificadores da transferência de calor, e sem como elementos de intensificação que introduzem pequena penalidade na perda de carga. Portanto, estudos futuros deverão visar a determinação da influência dos diferentes parâmetros dos geradores sobre a perda de carga, o que permitirá estabelecer recomendações de aplicação mais completas.

A geometria tubo-aleta lisa estudada neste trabalho é relativamente simples, quando comparada com os trocadores compactos atuais, nos quais as aletas possuem modificações devido à aplicação de outras técnicas de intensificação. Portanto, uma próxima etapa de estudo deve ser a investigação da influência dos geradores de vórtices (sobre a transferência de calor e a perda de carga) formando parte de uma combinação de métodos de intensificação aplicados nas aletas.

Para a futura realização de qualquer estudo experimental da influência dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor deve ser aplicada uma técnica que permita a medição dos coeficientes locais de transferência, para determinar as áreas de máxima efetividade dos geradores e possibilitar sua aplicação combinada com as outras

técnicas de intensificação. Uma solução para conseguir este objetivo pode ser a utilização da própria técnica de sublimação de naftaleno aplicada a medições locais. A maior dificuldade é a necessidade de novos recursos de laboratório, fundamentalmente uma mesa de coordenadas.

ANEXO A.

JUSTIFICAÇÃO DA HIPÓTESE DE VELOCIDADE ZERO NA DIREÇÃO

TRANSVERSAL AO ESCOAMENTO.

A analogia calor-massa é baseada em duas hipóteses fundamentais:

- A taxa de transferência de massa é pequena, sendo que o meio fluido é uma solução muito diluída da espécie que está se diluindo. Neste caso o ar constitui uma solução muito diluída de vapor de naftaleno. Esta hipótese garante que as propriedades mantenham-se constantes apesar da existência da transferência de massa.
- A velocidade normal à superfície é desprezível.

Estas duas hipóteses estão ligadas porque a difusão de massa desde a superfície cria uma velocidade transversal à parede. De acordo com a teoria da camada limite, existe uma velocidade transversal de valor finito dentro da própria camada devido à condição de não escorregamento sobre a superfície.

A transferência de massa induz uma velocidade transversal que se adiciona à velocidade transversal existente na camada por efeito da viscosidade. O efeito da transferência de massa através da superfície pode ser desprezado somente quando a velocidade surgida devido à transferência de massa é pequena em relação à velocidade transversal resultante da presença da superfície.

Segundo a solução de Blasius, a velocidade transversal (v) na camada limite pode ser expressa como:

$$v = \frac{1}{2} \left(\frac{\mu \cdot u_{\infty}}{\rho \cdot x} \right)^{\frac{1}{2}} (\eta' - F) \quad (A.1)$$

A velocidade transversal v em termos da ordem de grandeza fica:

$$v \approx u_{\infty} \operatorname{Re}^{-\frac{1}{2}} \quad (A.2)$$

O fluxo de massa (\dot{m}'') pode ser obtido através da combinação da definição do coeficiente de troca de massa e da solução de Blasius resultando:

$$\dot{m}'' \approx (c_{n,s} - c_{n,\infty}) \frac{D_m}{x} \text{Re}^{1/2} \text{Sc}^{1/3} \quad (\text{A.3})$$

A hipótese de velocidade transversal zero também pode ser exposta em termos de fluxos. Se o fluxo de massa trocada é pequeno em relação ao fluxo de massa total que se move transversalmente através da camada limite, então a velocidade transversal sobre a superfície é desprezível. Matematicamente isto equivale a:

$$\dot{m}'' \ll \rho_a \cdot v \quad (\text{A.4})$$

Substituindo as equações A.2 e A.3 em A.4 e dividindo por $\text{Re}^{1/2}$ obtêm-se a

seguinte inequação:

$$\frac{c_{n,s} - c_{n,\infty}}{\rho_a} \gg \text{Sc}^{2/3} \quad (\text{A.5})$$

Deve ser observado que a hipótese de velocidade transversal desprezível contém

também a outra hipótese de baixa transferência e meio diluído, porque a desigualdade sempre poderá ser satisfeita por uma solução com a forma $(c_{n,s} - c_{n,\infty}) \gg 1$, que satisfaz a hipótese da velocidade transversal, mas também garante baixa transferência de massa pelo pequeno gradiente de concentração entre superfície e fluido. Deve-se levar em consideração que sempre o produto $\rho_a \cdot \text{Sc}^{2/3}$ é maior que 1.

Avaliando a equação A.5 para o caso típico dos testes com nitrógeno-ar ($T_n = 298\text{K}$ e pressão atmosférica) resulta que:

$$\text{Sc} = 2,28; \rho_a = 1,178 \text{ kg/m}^3; c_{n,s} = 5,75 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m}^3; c_{n,\infty} \approx 0$$

$$5,75 \cdot 10^{-4} \gg 2,28^{2/3} \cdot 1,178 = 2,04$$

Nota-se que a desigualdade fica facilmente satisfeita, sendo que a utilização da

analogia calor-massa está justificada.

ANEXOS B. ANÁLISE PARA O COMPRIMENTO DE ENTRADA SEM TRANSFERÊNCIA DE MASSA (SEM AQUECIMENTO).

A aleta de teste usada para a sublimação de nafaleno tem uma faixa de alumínio de 1 mm ao longo de todo o comprimento de seu bordo de ataque (figura 5.7). O objetivo desta faixa foi explicado no Capítulo 5. A consequência da presença do alumínio nessa posição é que aparece um pequeno comprimento de entrada não aquecido. Na figura B.1 mostra-se esquematicamente a situação para a placa de nafaleno. Aqui pode-se observar como o crescimento da camada limite de concentração de vapor de nafaleno começa no ponto $x=x_0$ e para a camada limite dinâmica ocorre a partir $x=0$. Na região $0 \leq x \leq x_0$ não existe transferência de massa.

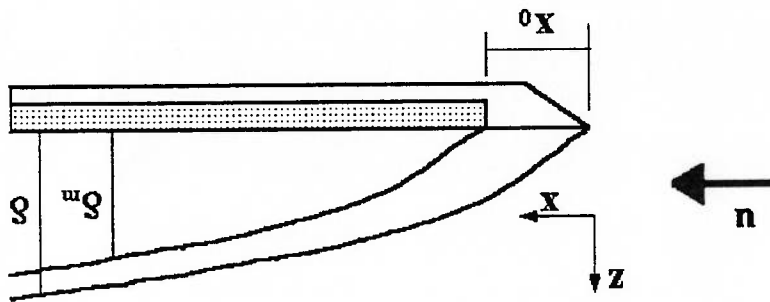


Figura B.1. Esquema do comprimento de entrada sem transferência de massa para aleta de teste de nafaleno.

Considerando aleta como uma placa plana e levando em conta que o regime é laminar pode ser obtida uma aproximação para o número de Sherwood através da solução integral da camada limite (Incropera, 1985)

$$Sh_x = \frac{Sh_x|_{x_0=0} \left(1 - \left(\frac{x}{x_0} \right)^{3/4} \right)^{1/3}}{\quad} \quad (B.1)$$

sendo: $Sh_x|_{x_0=0} = 0,332 Re^{1/2} Sc^{1/3}$ (B.2)

Deve-se notar que o comprimento característico x é medido desde a borda da placa tanto para $Sh_x|_{x_0=0}$ quanto para Sh_x .

Para avaliar o desvio que introduz o comprimento de entrada não aquecido nos resultados dos testes, foram calculados os valores médios de $Sh_x|_{x_0=0}$ e Sh_x segundo as integrais $Sh_x|_{x_0=0} = \frac{1}{L} \int_0^L Sh_x|_{x_0=0} \cdot dx$ e $Sh_x = \frac{1}{L} \int_0^L Sh_x \cdot dx$. A integração foi realizada numericamente utilizando o MATCAD, resultando que para:

$$x_0=0,001 \text{ m ; } u=0,5 \text{ m/s ; } L=0,260 \text{ m} \quad Sh_x = 32,48$$

$$x_0=0 \text{ m ; } u=0,5 \text{ m/s ; } L=0,260 \text{ m} \quad Sh_x|_{x_0=0} = 32,14$$

Destes valores de Sherwood obtêm-se o desvio:

$$\Delta = \frac{Sh_x|_{x_0=0}}{Sh_x - Sh_x|_{x_0=0}} = 0,01$$

Pode concluir-se que o efeito do comprimento de entrada sem transferência produz um desvio dos resultados para placa plana da ordem de 1%. Tal desvio é pequeno se comparado com a incerteza geral da técnica de medição utilizada, pelo que para os objetivos desta pesquisa é possível trabalhar com o modelo proposto no Capítulo 5 sem introduzir um grande erro adicional.

ANÁLISE DE INCERTEZAS.

ANEXO C.

A determinação dos coeficientes de troca de calor através da técnica de sublimação de naftaleno constitui um método indireto de medição. Portanto a análise de incertezas deve seguir uma metodologia que permita avaliar a propagação dos erros desde as medições primárias até o resultado final.

Para esta análise foram empregadas como referências as normas ANSI-ASME PTC 85, ANSI-ASME MFC-2M 83 e ISO 5167 (1991).

A técnica de sublimação de naftaleno tem como objetivo determinar o coeficiente de troca de massa (para este caso global), e expressar o resultado em forma adimensional segundo o número de Stanton ou de Sherwood para massa e assim, por meio da analogia entre troca de calor e troca de massa, obter o número de Stanton ou de Nusselt de calor (que descrevem o coeficiente de troca de calor em forma adimensional).

Para atingir estes objetivos devem ser medidas um conjunto de grandezas, as quais estão contidas nas relações que permitem a determinação de St_m descritas no Capítulo 6.

A seguir se faz a análise dos erros de cada uma das grandezas envolvidas mantendo a mesma ordem seguida na metodologia de cálculo dos adimensionais.

Incertezas na medição da massa sublimada (Δm).

As fontes de incertezas nesta grandeza estão dadas pela balança utilizada e pela sublimação ocorrida durante o procedimento seguido para a colocação-extracção e pesagem da placa de naftaleno.

Erro de sistemático da medição de massa ($B_{\Delta m}$). Considerando que a massa da placa de naftaleno é medida antes e depois do teste, cada medição tem um erro de desvio que toma-se igual ao fundo de escala da balança, que neste caso é 0,1 mg.

Lembrando que $\Delta m = m_1 - m_2$, e levando em conta que as medições são

independentes, então o limite de desvio da medição de massa sublimada é:

$$B_{\Delta m} = (B_1^2 + B_2^2)^{1/2} = 0,14 \text{ mg} \quad (C.1)$$

Erro aleatório na medição de massa ($P_{\Delta m}$). Este aparece associado à correção da

massa sublimada pelo procedimento de colocação e extração da placa de naftaleno no túnel e o movimento até a balança. O método a desenvolver para sua determinação é o seguinte: repete-se 5 vezes o teste de colocar e extrair a placa, fazendo a medição de massa antes e depois de cada operação. Assim é obtida a correção para cada vez, sendo

seu valor médio

$$\Delta \bar{m}_c = \frac{\sum \Delta m_c}{N} \quad \text{onde } N=5 \quad (C.2)$$

Este valor tem um limite de precisão que é igual a:

$$S_{\Delta \bar{m}_c} = \frac{S_{\Delta m_c}}{\sqrt{N}} \quad \text{onde } S_{\Delta m_c} = \left(\frac{\sum (\Delta m_{ci} - \Delta \bar{m}_c)^2}{N-1} \right)^{1/2} \quad (C.3)$$

$$P_{\Delta \bar{m}_c} = t \cdot S_{\Delta \bar{m}_c} \quad \text{onde } t=2,57 \text{ para um intervalo de confiança de } 95 \%$$

Incerteza na medição do tempo de teste.

O tempo de teste é medido só uma vez para cada teste, portanto o erro considerado é apenas o erro sistemático devido ao instrumento de medição utilizado

(cronômetro). Para o caso considerado $B_{\Delta t} = 0,1 \text{ s}$.

Incertezas na medição de temperatura do ar.

A temperatura é medida no túnel, à jusante da seção de testes, sendo o sistema

empregado para a medição um termômetro de vidro aferido no Instituto de Pesquisas Tecnológicas com erro de desvio $B_T = 0,1^\circ \text{C}$. Erros por radiação ou condução não

estão presentes nesta técnica.

Erro aleatório. A temperatura é medida durante o teste a cada dois minutos. O

teste tem uma duração aproximada de 30 ou 40 minutos, o que resulta em no mínimo 20 medições, as quais são processadas obtendo \bar{T} e o limite de precisão $P_T = 2 \cdot S_T$

(considera-se distribuição normal). Sendo :

Incerteza na determinação da área do nãtalo.
 Esta grandeza foi determinada indiretamente das medições de largura, comprimento e raio da placa. Cada dimensão é medida com paquímetro, apresentando um erro sistemático de 0,1 mm.

A área da placa é dada por $A_n = C \cdot L - \pi \frac{R^2}{4}$ (vide figura 5.7).

Segundo a expansão de Taylor o limite de desvio é dado por:

$$B_{A_n} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_n}{\partial C}\right)^2 B_C^2 + \left(\frac{\partial A_n}{\partial L}\right)^2 B_L^2 + \left(\frac{\partial A_n}{\partial R}\right)^2 B_R^2} \quad (C.5)$$

sendo $C=L=130$ mm e $R=46$ mm, tem-se $B_{A_n} = 23,4 \text{ mm}^2$.

Não se considera erro aleatório, devido ao fato de que as grandezas foram medidas várias vezes apresentando uma dispersão desprezível.

Incerteza na determinação da pressão de vapor de nãtalo (p_n).

Segundo foi analisado antes ao estudar a técnica, a pressão de vapor é somente

função da temperatura e está dada pela expressão de Ambrose.

O erro sistemático pode ser calculado como:

$$B_{p_n} = \sqrt{\left(\frac{\partial p_n}{\partial T}\right)^2 B_T^2 + B_{\text{cor}}^2} \quad (C.6)$$

sendo: $B_{\text{cor}} = 3,8\%$, o erro sistemático associado à correlação da pressão de vapor

de nãtalo.

B_T , o limite de desvio da temperatura calculado antes.

O termo $\frac{\partial p_n}{\partial T}$ é função de T pelo que deve ser calculado para o valor médio da

temperatura em cada teste.

A estimativa do erro aleatório é determinada pela propagação do limite precisão

da temperatura na pressão de vapor, isto é:

$$P_{p_n} = \sqrt{\left(\frac{\partial p_n}{\partial T}\right)^2 P_T^2} \quad (C.7)$$

Incerteza na determinação do coeficiente de transferência de massa.

O coeficiente de transferência de massa é calculado segundo a expressão:

$$\bar{h}_m = \frac{\Delta m \cdot R \cdot T}{M_n \cdot A_n \cdot p_n \cdot \Delta t}$$

portanto a incerteza no coeficiente de transferência obtém-se da propagação dos erros de

cada uma das grandezas que o determinam, i.e.:

$$B_{h_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial \Delta m} \right)^2 B_{\Delta m}^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial T} \right)^2 B_T^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial A_n} \right)^2 B_{A_n}^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial p_n} \right)^2 B_{p_n}^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial \Delta t} \right)^2 B_{\Delta t}^2} \quad (C.8)$$

(C.8)

$$S_{h_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial \Delta m} \right)^2 S_{\Delta m}^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial T} \right)^2 S_T^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial p_n} \right)^2 S_{p_n}^2} \quad (C.9)$$

(C.9)

A incerteza do coeficiente de transferência de massa é calculada como:

$$U_{h_m} = \sqrt{B_{h_m}^2 + (2 \cdot S_{h_m})^2} \quad (C.10)$$

(C.10)

com os valores de cada uma das grandezas são avaliadas as derivadas, sendo que a maior sensibilidade é obtida para o termo correspondente à massa. Entretanto, como os limites de desvio e de precisão em Δm são pequenos, na realidade o valor da incerteza no coeficiente de transferência é determinada fundamentalmente pela incerteza na pressão de vapor de naftaleno.

Incerteza na medição da vazão de ar.

A vazão mássica de ar é medida por uma placa de orifício colocada à jusante do

ventilador do túnel. A vazão através da placa segundo foi visto é calculado pela

expressão:

$$m_a = C_d \cdot C_e \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot p_a \cdot \Delta p}{1 - \beta^4}}$$

Portanto para fazer a análise de incerteza da vazão é preciso conhecer as

incertezas de cada uma das grandezas envolvidas nesta expressão.

Incerteza do coeficiente de descarga (C_d).

De acordo com a norma ISO-5167-1 o erro sistemático de C_d é

$$\frac{B_{C_d}}{C_d} = 0,6\% \text{ se } \beta < 0,6 \text{ que é o caso em questão.}$$

Além disso, a norma estabelece um aumento de 0,5% desse valor se o comprimento dos trechos retos à montante e à jusante são menores que os indicados para a colocação da placa. A instalação analisada cumpre o estabelecido, portanto não precisa dessa correção na incerteza. Mas tendo em conta que o bordo de ataque possivelmente não tem a agudeza requerida e a centridade da placa em relação ao eixo do tubo pode ter alguma imprecisão, considerou-se necessário adicionar o valor normalizado de 0,5% ao erro sistemático do coeficiente de descarga, obtendo:

$$\frac{B_{C_d}}{C_d} = 1,1\%$$

Erro aleatório. O coeficiente de descarga é função de :

$$C_d = f(\beta, Re_D, L_1, L_2)$$

para tomadas de pressão colocadas no esquema D-0,5D, que é o caso deste trabalho, $L_1 = 1$ e $L_2 = 0,5$. Para a avaliação do limite de precisão em C_d considera-se que os erros aleatório de β , L_1 e L_2 são zero, ou seja que o erro fundamental é devido à imprecisão no número de Reynolds, assim :

$$S_{C_d} = \sqrt{\left(\frac{\partial C_d}{\partial Re_D} \right)^2 S_{Re_D}^2} \quad (C.11)$$

Mas como o erro no número de Reynolds é dependente do limite de precisão da velocidade (ou vazão mássica), e este por sua vez do primeiro, precisa-se adotar um valor inicial de (S_{C_d} / C_d) , neste caso de 2%, e desenvolver um processo iterativo até atingir a convergência.

Finalmente calcula-se $P_{C_d} = 2 \cdot S_{C_d}$, sendo a incerteza do coeficiente de descarga

$$U_{C_d} = \sqrt{B_{C_d}^2 + P_{C_d}^2} \quad (C.12)$$

Incerteza do coeficiente de expansão.

O erro sistemático do coeficiente de expansão pode ser avaliado como:

$$\frac{B_{C_e}}{C_e} = 4 \cdot \frac{\Delta p}{p} \quad (C.13)$$

calculado das múltiplas leituras da pressão durante cada teste.
 mm de Hg, que é adotado como limite de desvio desta grandeza. O erro aleatório é
 para a medição da pressão atmosférica é utilizado um barômetro com um erro de 0,5
 de tipo sistemáticas, dadas pelo próprio termopar e pelo sistema de leitura da fem.

tipo J ligados a um sistema de aquisição de dados. As fontes de erros fundamentais são
 para a medição das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido são usados termopares

É necessário esclarecer que:

psicrométricas muito extensas (Simões, 1995).

Neste caso, a propagação de erros é dada através de um conjunto de relações
 pelos erros sistemático e aleatórios de cada uma destas grandezas.

Isto significa que a densidade é função da pressão barométrica (p) e das temperaturas de
 bulbo seco (T_{ps}) e de bulbo úmido (T_{pu}), e portanto a incerteza da p_a fica determinada

$$p_a = \frac{R \cdot T_{ps}}{p \cdot M_{as} - p_v (M_{as} - M_v)}$$

A densidade do ar úmido é determinada segundo a expressão:

Incerteza na densidade do ar.

uma incerteza de 0,04 %, valor que está dentro dos aceitos pela norma.
 paquímetro cuja incerteza é de 0,02mm. Considerando $B_p = 0,02$ mm e $S_p = 0$ resulta
 A placa foi construída com uma tolerância de 0,02 mm, verificada com um

Incerteza no diâmetro do orifício.

±0,2%. Toma-se então $B_p = 0,2$ mm e considera-se $S_p = 0$.
 O tubo em questão tem um diâmetro de 101mm com uma faixa de desvio de
 no tubo (com um valor máximo aceitável de 0,4%).

A norma estabelece que deve ser calculada com os resultados das medições feitas

Incerteza no diâmetro do tubo.

$$P_{c_s} = \sqrt{\left(\frac{\partial P_{c_s}}{\partial p}\right)^2 p^2 + \left(\frac{\partial P_{c_s}}{\partial \Delta p}\right)^2 P_{\Delta p}^2} \quad (C.14)$$

de pressão na placa (analisado mais adiante), ficando:

O erro aleatório é determinado pelos erros na medição de pressão e da diferença

Incerteza na medição da diferença de pressão na placa.

A diferença de pressão é medida com um transdutor de pressão ligado ao sistema de aquisição de dados, sendo que adota-se o limite de desvio da medição igual ao erro de desvio do transdutor, i.e. $B_{\Delta p} = 10 \text{ Pa}$.

Erro aleatório. Levando em consideração que a vazão deve permanecer constante durante os testes, tenta-se manter a mesma através da regulação manual da rotação do ventilador, tais correções devem ser feitas quando são observadas variações na leitura das medições levantadas. Assim :

$$S_{\Delta p} = \sqrt{\frac{\sum (\Delta p - \bar{\Delta p})^2}{N-1}} \quad \text{e} \quad S_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\sqrt{N}} \quad \text{(C.15)}$$

Com todos os erros sistemáticos e aleatórios das grandezas envolvidas pode-se calcular a incerteza do vazão mássica através das expressões de propagação dos mesmos, ou seja:

$$\frac{B_{m_a}}{m_a} = \left\{ \left(\frac{B_{C_d}}{C_d} \right)^2 + \left(\frac{B_{C_e}}{C_e} \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \beta^4 \cdot B_D}{(1-\beta^4) \cdot D} \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot B_d}{(1-\beta^4) \cdot d} \right)^2 + \left(\frac{B_{\Delta p}}{4 \Delta p} \right)^2 + \left(\frac{B_{p_a}}{4 p_a} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad \text{(C.16)}$$

$$\frac{S_{m_a}}{m_a} = \left\{ \left(S_{C_d} \right)^2 + \left(S_{C_e} \right)^2 + \left(S_{\Delta p} \right)^2 + \left(S_{p_a} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad \text{(C.17)}$$

$$U_{m_a} = \sqrt{\left(\frac{B_{m_a}}{m_a} \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot S_{m_a}}{m_a} \right)^2} \quad \text{(C.18)}$$

Incerteza na determinação da velocidade do ar.

Considerando a velocidade u uniforme na seção de testes então é dada por:

$$u = \frac{m_a}{\rho_a \cdot A_{st}}$$

O limite de desvio da velocidade será

$$B_u = \sqrt{\left(\frac{\partial u}{\partial m_a} \right)^2 B_{m_a}^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial p_a} \right)^2 B_{p_a}^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial A_{st}} \right)^2 B_{A_{st}}^2} \quad \text{(C.19)}$$

Nesta expressão todos os termos foram calculados antes com exceção dos erros da área da seção de testes. O erro sistemático da área da seção de testes é determinado pelos erros das dimensões envolvidas, ou seja, largura e altura da mesma, pelo diâmetro do tubo e espessura das aletas que formam o modelo. Seguindo a metodologia vista até agora resulta $B_{AST} = 130,0 \text{ mm}^2$.

O limite de precisão da velocidade é:

$$P_u = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial m_a}{\partial u} \right)^2 S_z^2 + \left(\frac{\partial p_a}{\partial u} \right)^2 S_p^2} \quad (C.20)$$

Aqui tem sido considerado que $S_{AST} = 0$.

A incerteza na velocidade fica da seguinte forma:

$$U_u = \sqrt{B_u^2 + P_u^2} \quad (C.21)$$

Incerteza na determinação do número de Stanton de massa.

O número de Stanton de massa depende do coeficiente de troca de massa e da

velocidade do ar segundo a expressão:

$$St = \frac{h_m}{u}$$

Portanto, a incerteza na sua determinação é dada pela propagação das incertezas de h_m e

u , como mostra-se a seguir:

$$U_{St} = \sqrt{\left(\frac{\partial St}{\partial h_m} \right)^2 U_{h_m}^2 + \left(\frac{\partial St}{\partial u} \right)^2 U_u^2} \quad (C.22)$$

Incerteza na determinação do número de Stanton de calor.

De acordo com os resultados da analogia entre a transferência de calor e de

massa

$$St_c = St_m \cdot \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^{1/3}$$

ou seja, a incerteza de Stanton de calor é determinada pelas incertezas do número de

Prandtl, Schmidt e Stanton de massa, portanto:

$$\frac{U_{St_c}}{St_c} = \sqrt{\left(\frac{U_{St_m}}{St_m} \right)^2 + \left(\frac{3}{2} \right)^2 \left(\frac{U_{Sc}}{Sc} \right)^2 + \left(\frac{3}{2} \right)^2 \left(\frac{U_{Pr}}{Pr} \right)^2} \quad (C.23)$$

sendo:
 $\frac{U_{Sc}}{U_{Pr}} = 3,0\%$, determinada a partir da correlação de Cho (1992).
 $\frac{U_{Pr}}{Pr} = 1\%$

Toda a análise anterior foi transportada em um programa de computador que permite calcular as incertezas diretamente a partir dos dados medidos em cada um dos testes.

Um outro aspecto importante é que o programa tem a possibilidade de fornecer as incertezas para o número de Sherwood ou de Nusselt, caso a analogia seja utilizada em função de tais números no lugar do número de Stanton.

VERIFICAÇÃO DO PERFIL DE VELOCIDADE NA SEÇÃO DE TESTES.

ANEXO D.

Para a medição do perfil de velocidade na seção de testes foi utilizado um tubo de Pitot de 8 mm de diâmetro. Como o diâmetro hidráulico da seção de testes é de 260mm, resulta que a relação de diâmetros tubo-seção de testes é menor que 1/30. Portanto, garante-se que a colocação do tubo não produz uma perturbação apreciável no escoamento.

O Pitot foi posicionado seguindo a distribuição apresentada na figura D.1. A pressão dinâmica foi medida com um manômetro de precisão marca Dwyer ($0,5 \cdot 10^{-3}$ pol. de água).

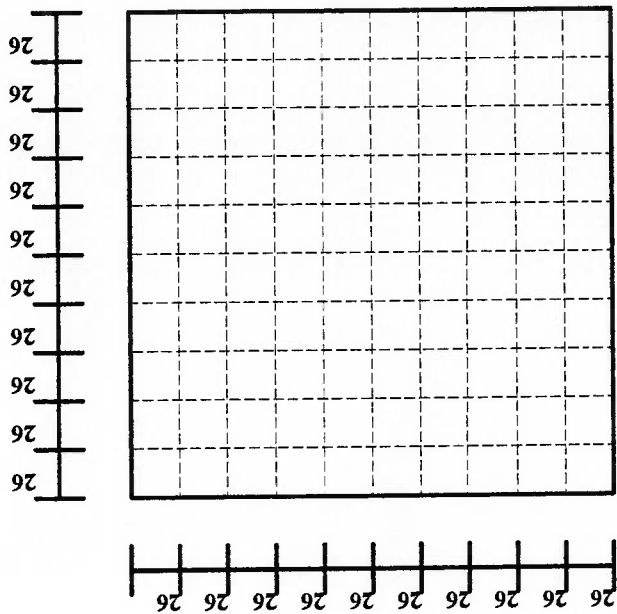


Figura D.1. Mapa de pontos utilizados para as medições de pressões dinâmicas.

Como o Pitot tem diâmetro 8 mm não foi possível realizar medições do perfil de velocidades muito próximas da parede. Procurou-se medir a velocidade em toda a seção de testes, porque não estava garantido que o escoamento fosse simétrico. O tubo foi posicionado a uma distância de 150 mm do plano de saída da contração através de um

dispositivo de fixação com possibilidade de deslocamento numa coordenada. A colocação do tubo foi garantida com um erro de ± 1 mm.

Foi realizada uma série de medições para uma velocidade próxima de 2 m/s. Tentou-se fazer uma outra série para uma velocidade muito menor, mas foi impossível pois a precisão do manômetro disponível não garante a validade dos resultados em termos de velocidade. Para a determinação da densidade foram medidas também a temperatura do ar na seção de testes, a pressão atmosférica e a umidade.

Os resultados da pressão dinâmica medida são apresentados na tabela D.1. Os valores de velocidade obtidos são apresentados na tabela D.2 e em forma gráfica na figura D.2.

Tabela D.1. Pressões dinâmicas medidas em cada ponto da seção de testes.

X (mm)	Y (mm)	26	52	78	104	130	156	182	208	234
26	26	10.2	10.2	10.2	10.2	10.3	10.3	10.2	10.2	10.2
	78	10.2	10.3	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.2
	104	10.3	10.4	10.4	10.3	10.4	10.4	10.4	10.4	10.3
	130	10.3	10.3	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.3
	156	10.3	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.3
	182	10.2	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.3
	208	10.1	10.3	10.3	10.3	10.3	10.3	10.3	10.3	10.2
	234	10.2	10.2	10.2	10.2	10.2	10.2	10.2	10.2	10.1

Tabela D.2. Velocidade do ar calculada em cada ponto da seção de testes.

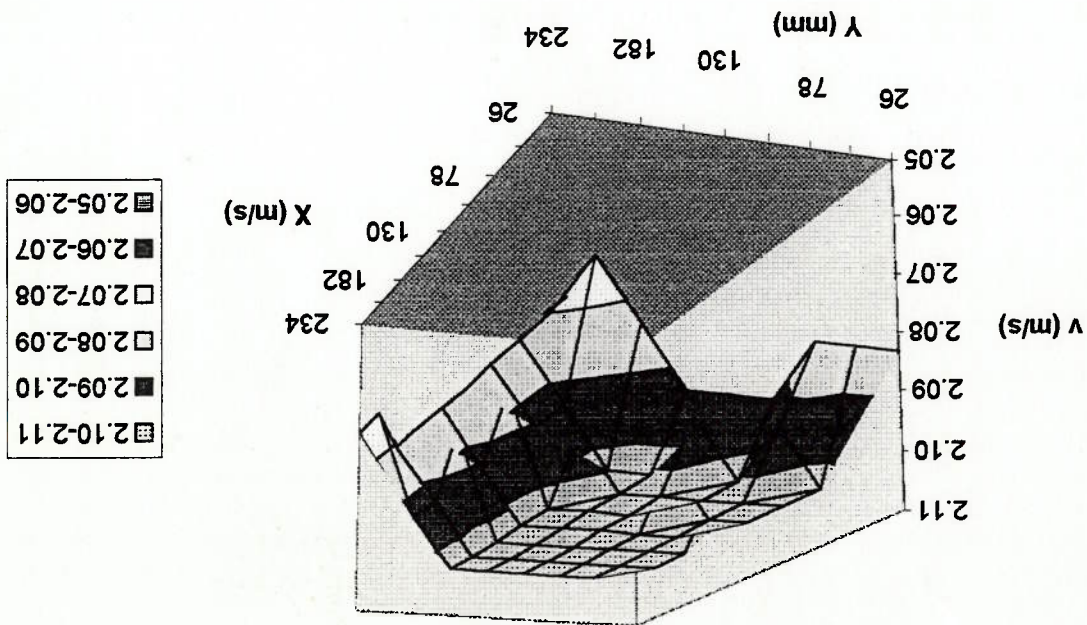
X (mm)	Y (mm)	26	52	78	104	130	156	182	208	234
26	26	2.08	2.08	2.08	2.08	2.09	2.09	2.08	2.08	2.07
	78	2.08	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.09	2.08
	104	2.09	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.09
	130	2.09	2.09	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.09
	156	2.09	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.09
	182	2.08	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.09
	208	2.07	2.09	2.09	2.09	2.08	2.08	2.08	2.09	2.08
	234	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.07	2.07

Da análise dos resultados pode-se concluir que o perfil de velocidade é uniforme numa grande região da área transversal da seção de testes, apresentando distorção numa região estreita perto dos cantos.

As diferenças entre o valor médio e os valores mais afastados atingem apenas 2%. Estes resultados concordam em bom grau com os resultados esperados, os quais foram obtidos da simulação numérica referida no Capítulo 5.

Levando em consideração estes resultados, e que a incerteza na medição da velocidade é da ordem de 5%, pode-se afirmar que o perfil de velocidade na seção de testes é o suficiente uniforme para possibilitar a utilização do túnel de vento com os fins de pesquisa propostos.

Figura D.2. Campo de velocidades medido na seção de testes.



A seguir são apresentadas as tabelas de medições levantadas para as diferentes posições dos geradores de vórtices com razão de aspecto $\Lambda=2$, ângulo de ataque $\beta=45^\circ$ e número de Reynolds igual a 1000.

ANEXO E.

PONTO 1

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	55.2	25.14	11.561	40	.007542	1000	.004394	.009563	6.03
Teto a jusante	49.9	25.14	11.561	40	.006820	1000	.003974	.008648	6.05
Piso na frente	55.3	25.20	11.621	40	.007531	1000	.004388	.009549	6.03
Piso a jusante	57.2	25.20	11.621	40	.007786	1000	.004536	.009873	5.98

PONTO 2

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	44.5	23.10	9.242	40	.007553	1000	.004400	.009577	6.18
Teto a jusante	40.3	23.10	9.242	40	.006842	1000	.003986	.008676	6.20
Piso na frente	44.5	23.02	9.234	40	.007564	1000	.004407	.009592	6.17
Piso a jusante	49.5	23.02	9.234	40	.008419	1000	.004905	.010676	6.10

PONTO 3

Área de aleta	A_m (mg)	\bar{T} (°C)	P_h (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	49.2	24.15	10.284	40	.007531	1000	.004388	.009549	6.11
Teto a jusante	44.6	24.15	10.284	40	.006831	1000	.003980	.008662	6.19
Piso na frente	49.8	24.26	10.401	40	.007553	1000	.004400	.009577	6.09
Piso a jusante	57.9	24.26	10.401	40	.008775	1000	.005113	.011127	5.96

PONTO 4

Área de aleta	A_m (mg)	\bar{T} (°C)	P_h (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	51.0	24.50	10.642	40	.007553	1000	.004400	.009577	6.05
Teto a jusante	45.9	24.50	10.642	40	.006809	1000	.003967	.008634	6.12
Piso na frente	51.3	24.60	10.739	40	.007542	1000	.004394	.009563	6.04
Piso a jusante	53.7	24.60	10.739	40	.007897	1000	.004601	.010014	6.01

PONTO 5

Área de aleta	A_m (mg)	\bar{T} (°C)	P_h (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	41.2	22.35	8.564	40	.007531	1000	.004388	.009549	6.20
Teto a jusante	37.3	22.35	8.564	40	.006820	1000	.003974	.008648	6.26
Piso na frente	40.5	22.50	8.412	40	.007542	1000	.004394	.009563	6.23
Piso a jusante	42.3	22.50	8.412	40	.007875	1000	.004588	.009986	6.19

PONTO 6

Área de aleta	A_m (mg)	\bar{T} (°C)	P_h (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	39.4	21.04	7.254	45	.007531	1000	.004388	.009549	6.23
Teto a jusante	35.6	21.04	7.254	45	.006809	1000	.003967	.008634	6.27
Piso na frente	39.9	21.1	7.314	45	.007564	1000	.004407	.009592	6.23
Piso a jusante	41.7	21.1	7.314	45	.007897	1000	.004601	.010014	6.20

PONTO 7

Area de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	37.7	20.7	6.912	45	.007553	1000	.004400	.009577	6.34
Teto a jusante	34.1	20.7	6.912	45	.006820	1000	.003974	.008648	6.35
Piso na frente	37.2	20.62	6.834	45	.007542	1000	.004394	.009563	6.30
Piso a jusante	40.4	20.62	6.834	45	.008175	1000	.004763	.010366	6.24

PONTO 8

Area de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	32.5	19.75	5.963	45	.007531	1000	.004388	.009549	6.35
Teto a jusante	29.5	19.75	5.963	45	.006820	1000	.003974	.008648	6.40
Piso na frente	33.4	19.9	6.114	45	.007553	1000	.004400	.009577	6.31
Piso a jusante	34.2	19.9	6.114	45	.007720	1000	.004498	.009789	6.38

PONTO 9

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	31.8	19.61	5.823	45	.007542	1000	.004394	.009563	6.44
Teto a jusante	28.9	19.61	5.823	45	.006842	1000	.003986	.008676	6.50
Piso na frente	32.5	19.72	5.932	45	.007553	1000	.004400	.009577	6.44
Piso a jusante	36.3	19.72	5.932	45	.008452	1000	.004925	.010718	6.39

PONTO 10

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	38.0	20.76	6.972	45	.007553	1000	.004400	.009577	6.29
Teto a jusante	34.5	20.76	6.972	45	.006842	1000	.003986	.008676	6.41
Piso na frente	38.7	20.9	7.113	45	.007542	1000	.004394	.009563	6.23
Piso a jusante	49.3	20.9	7.113	45	.009597	1000	.005591	.012169	6.06

PONTO 11

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	40.9	21.30	7.514	45	.007553	1000	.004400	.009577	6.15
Teto a jusante	36.9	21.30	7.514	45	.006809	1000	.003967	.008634	6.38
Piso na frente	40.8	21.35	7.519	45	.007331	1000	.004388	.009549	6.16
Piso a jusante	47.5	21.35	7.519	45	.008764	1000	.005106	.011113	6.10

PONTO 12

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	38.3	20.85	7.058	45	.007520	1000	.004381	.009535	6.28
Teto a jusante	34.8	20.85	7.058	45	.006820	1000	.003974	.008648	6.41
Piso na frente	38.7	20.90	7.113	45	.007542	1000	.004394	.009563	6.23
Piso a jusante	40.1	20.90	7.113	45	.007808	1000	.004549	.009901	6.17

PONTO 13

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_a (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	46.5	22.36	8.575	45	.007542	1000	.004394	.009563	6.12
Teto a jusante	42.0	22.36	8.575	45	.006820	1000	.003974	.008648	6.14
Piso na frente	46.0	22.28	8.494	45	.007542	1000	.004394	.009563	6.12
Piso a jusante	46.2	22.28	8.494	45	.007564	1000	.004407	.009592	6.12

PONTO 14

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_a (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	50.6	25.71	12.131	35	.007553	1000	.004400	.009577	6.01
Teto a jusante	45.8	25.71	12.131	35	.006831	1000	.003980	.008662	6.13
Piso na frente	50.8	25.80	12.22	35	.007531	1000	.004388	.009549	6.00
Piso a jusante	53.1	25.80	12.22	35	.007875	1000	.004588	.009986	5.98

PONTO 15

Área de aleta	A_m (mg)	\bar{T} (°C)	P_h (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	51.5	25.90	12.321	35	.007564	1000	.004407	.009592	5.99
Teto a jusante	46.5	25.90	12.321	35	.006831	1000	.003980	.008662	6.12
Piso na frente	51.5	25.96	12.382	35	.007531	1000	.004388	.009549	5.99
Piso a jusante	59.7	25.96	12.382	35	.008730	1000	.005086	.011070	5.95

PONTO 16

Área de aleta	A_m (mg)	\bar{T} (°C)	P_h (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	52.1	26.10	12.524	35	.007542	1000	.004394	.009563	5.98
Teto a jusante	47.2	26.10	12.524	35	.006831	1000	.003980	.008662	6.10
Piso na frente	52.7	26.23	12.655	35	.007553	1000	.004400	.009577	5.98
Piso a jusante	59.0	26.23	12.655	35	.008452	1000	.004925	.010718	5.96

PONTO 17

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	41.7	22.46	8.675	40	.007531	1000	.004388	.009549	6.17
Teto a jusante	37.7	22.46	8.675	40	.006809	1000	.003967	.008634	6.30
Piso na frente	42.1	22.55	8.764	40	.007520	1000	.004381	.009535	6.15
Piso a jusante	42.9	22.55	8.764	40	.007676	1000	.004473	.009734	6.14

PONTO 18

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	39.2	21.90	8.145	40	.007531	1000	.004388	.009549	6.28
Teto a jusante	35.5	21.90	8.145	40	.006809	1000	.003967	.008634	6.32
Piso na frente	39.8	22.02	8.266	40	.007531	1000	.004388	.009549	6.30
Piso a jusante	40.5	22.02	8.266	40	.007664	1000	.004465	.009718	6.27

PONTO 19

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	43.3	22.80	9.014	40	.007542	1000	.004394	.009563	6.20
Teto a jusante	39.2	22.80	9.014	40	.006820	1000	.003974	.008648	6.30
Piso na frente	43.0	22.73	8.944	40	.007542	1000	.004394	.009563	6.18
Piso a jusante	44.2	22.73	8.944	40	.007753	1000	.004517	.009831	6.17

PONTO 20

Área de aleta	Δm (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	32.4	20.46	6.668	40	.007553	1000	.004400	.009577	6.31
Teto a jusante	29.2	20.46	6.668	40	.006820	1000	.003974	.008648	6.35
Piso na frente	33.0	20.60	6.807	40	.007542	1000	.004394	.009563	6.30
Piso a jusante	34.2	20.60	6.807	40	.007819	1000	.004556	.009915	6.27

PONTO 21

Área de aleta	A_m (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	37.2	21.50	7.708	40	.007542	1000	.004394	.009563	6.24
Teto a jusante	33.7	21.50	7.708	40	.006831	1000	.003980	.008662	6.28
Piso na frente	37.9	21.63	7.837	40	.007553	1000	.004400	.009577	6.23
Piso a jusante	39.3	21.63	7.837	40	.007831	1000	.004563	.009930	6.20

PONTO 22

Área de aleta	A_m (mg)	\bar{T} (°C)	P_n (Pa)	t (min)	h_m (m/s)	Re	St_m	St_c	Incerteza no St_c (%)
Teto na frente	33.7	19.95	6.164	45	.007542	1000	.004394	.009563	6.28
Teto a jusante	30.4	19.95	6.164	45	.006820	1000	.003974	.008648	6.31
Piso na frente	34.3	20.07	6.283	45	.007531	1000	.004388	.009549	6.29
Piso a jusante	35.3	20.07	6.283	45	.007753	1000	.004517	.009831	6.26

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

1. Ambrose, D.; Lawreson, I.J.; Sparke, C.H.S. The vapor pressure of naphthalene. Journal Chem. Thermodynam., v.7, p.1173-1176, 1975.
2. ANS/ASME MFC-2M. Measurement uncertainty for fluid flow in closed conduits, 1983.
3. ANS/ASME PTC. Measurement uncertainty. Instruments and apparatus, 1985.
4. Balaras, C.A. Augmentation techniques for heat transfer. Energy, v.15, n.10, p.899-906, 1990.
5. Baskakov, A.P.; Suprun, V.M. The determination of the convective component of the coefficient of heat transfer to a gas in a fluidized bed, International Chemical Engineering, v. 12, p. 53-55, 1972.
6. Bergles, A.E. Some perspectives on enhanced heat transfer technology-Second generation heat transfer technology. Transactions of the ASME, v.110, p.1082-1096, Nov. 1988.
7. Biswas, G.; Chattopadhyay, H. Heat transfer in channel with built-in wing-type vortex generators. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 35, n.4, p.803-814, Apr. 1992.
8. Biswas, G.; Mitra, N.K. Numerical investigation of heat transfer and flow loss in a fin tube heat exchanger element with longitudinal vortices generators. In: EUROTHERM VORTEX AND HEAT TRANSFER, 31. Bochum, 1993. p.101-106.
9. Biswas, G.; Mitra, N.K.; Fiebig, M. Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by winglet type vortex generators. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.37, n.2, p. 283-291, Jan. 1994.

10. Biswas, G.; Deb, P.; Biswas, S. Generation of longitudinal streamwise vortices-A device for improving heat exchanger design. Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer, v. 116, n. 2, p. 588-597, Aug. 1994.
11. Bradley, R.S.; Cleasby, T.G. The vapour pressure and lattice energy of some aromatic ring compounds. Journal Chem. Society, Part II, p. 1690-1692, 1953.
12. Brandowski, J.; Ryski, W. Free convection mass transfer from horizontal plates. International Journal Heat and Mass Transfer, v. 19, p. 827-838, 1976.
13. Brockmeier, U.; Fiebig, M.; Guntermann, T.; Mitra, N.K. Heat transfer enhancement in fin plate heat exchangers by wing type vortex generators. Chemical Engineering & Technology, v. 12, n. 4, p. 228-294, Aug. 1989.
14. Brockmeier, U.; Fiebig, M.; Guntermann, T. Performance evaluation of a vortex generator heat transfer surface and comparison with different high performance surfaces. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 37, n. 2, p. 283-291, Jan. 1994.
15. Caldwell, L. Diffusion coefficient of naphthalene in air and hydrogen. Journal Chemical Engineering, v. 29, p. 60-62, 1984.
16. Catalano, C. Projeto, construção e calibração de um túnel aerodinâmico de circuito aberto tipo N.P.L. de seção transversal hexagonal. Esc. Eng. São Carlos, USP, Dissertação de Mestrado, 1988.
17. Chen, N.H.; Othmer, D.F. New generalized equation for gas diffusion coefficient. Journal Chemical Engineering, data 7, p. 37-41, 1962.
18. Cho, K.; Irvine, T.F.; Karni, J. Measurement of the diffusion coefficient of naphthalene into air. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 35, n. 4, p. 957-966, 1992.
19. Chyu, M.K. Heat transfer and pressure drop for short pin-fin arrays with pin-endwall fillet. Journal Heat Transfer, v. 112, p. 926-932, 1990.

20. Chyu, M.K.; Goldstein, R.J. Influences of a cylinder array on the mass transfer from a flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.34, p.2175-2186, 1992.
21. De Kruij, C.G.; Kuipers, T.; Van Miltenburg, J.C. et al. The vapor pressure of solid and liquid naphthalene. *Journal Chem. Thermodynam.*, v. 13, p.1081-1086, 1981.
22. Eckert, E.R.G. Analogies to heat transfer processes in measurement in heat transfer. Hemisphere, New York, p.397-423, 1976.
23. Fiebig, M.; Brockmeier, U.; Mitra, N.K.; Guntermann, T. Structure of velocity and temperature fields in laminar channel flows with longitudinal vortex generators. *Numerical heat transfer. Part A: Applications*, v.15, n.3, p.281-302, 1989.
24. Fiebig, M.; Mitra, N.; Dong, Y. Simultaneous heat transfer enhancement and flow loss reduction of fin tubes. 9th International Heat Transfer Conference, v.4, p.51-56, 1990.
25. Fiebig, M.; Kallweit, T.; Mitra, N.; Tiggebeck, S. Heat transfer enhancement and drag by longitudinal vortex generators in channel flow. *Experimental thermal and fluid science*, v.4, n.1, p.103-114, Jan.1991.
26. Fiebig, M. Longitudinal vortex generators for heat transfer augmentation. In: *EUROTHERM VORTEX AND HEAT TRANSFER*, 31. Bochum, 1993. Proceedings of the seminar. Bochum, Ruhr-Universität Bochum, 1993. p. 93-100.
27. Fowler, L.; Trump, W.N.; Vogler, C.E. Vapour pressure of naphthalene. *Journal Chemical Engineering*, v.13, p.209-210, 1968.
28. Fuller, E.N.; Schettler, P.D.; Giddings, J.C. A new method for prediction of binary gas-phase diffusion coefficients. *Journal Chem. Engineering*, v. 58, p.19-27, 1966.

29. Garmella, S.V.; Eibeck, P.A. Enhancement of single phase convective heat transfer from protruding elements using vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.34, n.9, p.103-114, Jan.1991.
30. Gildenblat, I.A.; Furmanov, A.S.; Zhavoronkov, N.M. Vapor pressure over crystalline naphthalene. *Journal Appl. Chemistry*, v.33, p. 245-247, 1960.
31. Goldstein, R.J.; Cho, H.H. A review of mass transfer measurements using naphthalene sublimation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.10, p.416-434, 1995.
32. Goldstein, R.J.; Karni, J. The effect of a wall boundary layer on local mass transfer from a cylinder crossflow. *Journal Heat Transfer*, v.113, p. 260-267, 1984.
33. Goldstein, R.J.; Karni, J.; Zhu, Y. Effect of boundary conditions layer on mass transfer near the base of a cylinder in cross flow. *Journal Heat Transfer*, v.112, p.501-504, 1990.
34. Goldstein, R.J.; Sparrow, R.M.; Jones, D.C. Natural convection mass transfer adjacent to horizontal plates. *Journal of Heat and Mass Transfer*, v.16, p.1025-1035, 1973.
35. Goldstein, R.J.; Spores, R.A. Turbulent transport on endwall in the region between adjacent turbine blades. *Journal Heat Transfer*, v.110, p.862-869, 1988.
36. Goldstein, R.J.; Yoo, S.Y.; Chung, M.K. Convective mass transfer from square cylinder and its base plate. *Journal of Heat and Mass Transfer*, v.33, p.9-18, 1990.
37. Han, J.C.; Chandra, P.R.; Lau, S.C. Local heat-mass transfer distributions around sharp 180 deg. turns in two-pass smooth and rib-roughened channels. *Journal Heat Transfer*, v.110, p.91-98, 1988.
38. Idel'cik, I.E. Memento des pertes de charge: coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge para frottement. Paris, Eyrolles, 1960.

39. Incropera, F.P.; de Witt, D.P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 2th ed., John Wiley & Sons, New York, 1985.
40. ISO 5167-1. *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices*. 1st ed., 1991.
41. Johnson, T.R.; Joubert, P.N. The influence of vortex generators on the drag and heat transfer from a circular cylinder normal to air stream. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.91, n.1, p.91-99, Feb. 1969.
42. Kays, W.M.; London, A.L. *Compact heat exchangers*. 3rd ed., Mc Graw Hill, New York, 1984.
43. Koyama, H.; Ohsawa, S.; Nakayama, A. Mass transfer from a rotating inclined plate. *Journal of Heat Transfer*, v.103, p.204-211, 1981.
44. Kreith, F.; Taylor, J.H.; Chong, J.P. Heat and mass transfer from rotating disk. *Journal of Heat Transfer*, v.81, p.95-105, 1959.
45. Kumori, K.; Iguchi, A.; Izumi, R. Characteristics of fully developed turbulent flow and mass transfer in a square duct. *International Chemical Engineering*, v.20, p.219-225, 1980.
46. Lee, Y.N. Heat transfer and pressure drop characteristics of an array of plates aligned at angles to the flow in a rectangular duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.29, p.1553-1563, 1986.
47. Lee, Y.N. Heat transfer and pressure drop characteristics of an assembly of partially segmented plates. *Journal of Heat Transfer*, v.111, p.44-50, 1989.
48. Lee, Y.N.; Minkowycz, W.J. Heat transfer characteristics of the annulus of two-coaxial cylinders with one cylinder rotating. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.32, p.711-722, 1989.
49. Macknick, A.B.; Prausnitz, J.M. Vapour pressures of high-molecular weight hydrocarbons. *J. Chem. Eng.*, v.24, p.175-178, 1979.

50. McQuinston, F.C.; Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate-Fin Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tubes. ASHRAE Transactions, v. 83, p. 294-309, 1977.
51. Merker, G.P.; Hanke, H. Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 29, p. 1903-1909, 1989.
52. Molki, M.; Yuen, C.M. Effect of interwall spacing on heat transfer and pressure drop in a corrugated wall duct. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 29, p. 987-997, 1986.
53. Rich, D.G. The Effect of fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers. ASHRAE Transactions, v. 79, p. 137-145, 1973.
54. Rodrigues, C.R. Túnel de vento de baixa velocidade. EPUSP, T.F., 1989.
55. Rodrigues, J.R. Análise computacional da intensificação da transferência de calor aplicada a trocadores de calor tubo-aleta compactos. Dissertação de Mestrado. EPUSP, 1996.
56. Sabanaí, H.G.; Lin, A. Projeto de túnel de vento. Projeto de formatura, Escola Politécnica, Dpto. Eng. Mecânica, 1993.
57. Sabanaí, H.G.; Intensificação de transferência de calor através de geradores de vórtices em trocadores de calor tubo-aleta. Dissertação de Mestrado. EPUSP, 1996.
58. Saboja, F.E.; Sparrow, E.M. Local average transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations. Journal of Heat Transfer, v. 96, p. 265-272, 1974.
59. Sherwood, T.K.; Bryant, H.S. Mass transfer through compressible turbulent boundary layers. J. Chem. Engineering, v. 35, p. 51-57, 1957.

60. Simões, J.R. Programa simplificado para cálculos psicrométricos. Anais do Encontro Nacional de Modelos de Simulação de ambientes, p.101-115, Faculdade de Arquitetura e Urbanismo da USP, 1995.
61. Sherwood, T.K.; Trass, O. Sublimation mass transfer through compressible boundary layers on a flat plate. Journal of Heat Transfer, v.82, p.313-324, 1960.
62. Sogin, H.H. Sublimation from disks to air streams flowing normal to their surfaces. Transactions of the ASME, v.82, p.61-69, 1959.
63. Sogin, H.H. An improved correlation of stagnation point mass transfer from naphthalene circular disks facing uniform air streams. Journal of Heat Transfer, v.113, p.772-773, 1991.
64. Sogin, H.H. Laminar transfer from isothermal spanwise strips on a flat plate. Journal of Heat Transfer, v.82, p.53-63, 1960.
65. Souza Mendes, P.R.; Sparrow, E.M. Periodically converging-diverging tubes and turbulent heat transfer, pressure drop, fluid flow and enhancement characteristics. Journal of Heat Transfer, v.106, p.55-63, 1984.
66. Souza Mendes, P.R. The Naphthalene sublimation technique. Experimental Thermal and Fluid Science, v.4, p.510-523, 1991.
67. Sparrow, E.M.; Geiger, G.T. Local and average heat transfer characteristics for a disk situated perpendicular to a uniform flow. Journal of Heat Transfer, v.107, p.321-326, 1985.
68. Sparrow, E.M.; Ramsey, J.W.; Mass, E.A. Effect of finit width on heat transfer and fluid flow about an inclined rectangular plate. Journal of Heat Transfer, v.101, p.199-204, 1979.
69. Sparrow, E.M.; Kang, S.S. Longitudinally-finned cross-flow tube banks and their heat transfer and pressure drop characteristics. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.28, p.339-350, 1985.

70. Sparrow, E.M.; Hajjoo, A. Measurements of heat transfer and pressure drop for an array of staggered plates aligned parallel to an air flow. *Journal of Heat Transfer*, v.102, p.426-432, 1980.
71. Sparrow, E.M.; Cur, N. Turbulent heat transfer in a symmetrically or asymmetrically heated flat rectangular duct with flow separation at inlet. *Journal of Heat Transfer*, v.104, p.82-89, 1982.
72. Sparrow, E.M.; Garcia, A.; Chuck, W. Turbulent duct flow with streamwise nonuniform heating at the duct wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.30, p.175-185, 1987.
73. Sparrow, E.M.; Tao, W. Symmetric vs. asymmetric periodic disturbances at walls of heated flow passage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.27, p.2133-2144, 1984.
74. Sparrow, E.M.; Vemuri, S.B.; Kadle, D.S. Enhanced and local heat transfer, pressure drop, and flow visualization for arrays of block like electronic components. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.26, p.689-699, 1983.
75. Sparrow, E.M.; Chaboki, A. Heat transfer coefficients for a cup like cavity rotating about its own axis. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.25, p.1333-1341, 1982.
76. Sparrow, E.M.; Preston, C.S. Heat transfer from rotating annular fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.29, p.831-839, 1986.
77. Sparrow, E.M.; Kang, S.S. Heat and mass transfer adjacent to the free end of a rotating cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.30, p.807-809, 1987.
78. Sparrow, E.M.; Niethammer, J.E. Natural convection in ternary gas mixture. Application to the naphthalene sublimation technique. *Journal of Heat Transfer*, v.101, p.404-410, 1979.

79. Sparrow, E.M.; Bahrami, P.A. Experiments on natural convection heat transfer on the fins of a finned horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.23, p.1555-1560, 1980.
80. Tiggelbeck, S.; Mitra, N.K.; Fiebig, M. Experimental investigations of heat transfer enhancement and flow losses in a channel with double rows of longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.36, n.9, p.327-337, 1993.
81. Torii, K.; Yanagihara, J.I.; Nagai, Y. Heat transfer enhancement by vortex generators. In: *ASME / JSME THERMAL ENGINEERING JOINT CONFERENCE*, 3, Reno, 1991. Proceedings, New York, ASME, v.3, p.77-83, 1991.
82. Valencia, A.; Fiebig, M.; Mitra, N.K. Experimental investigation of heat transfer and flow loss in a fin-tube heat exchanger element with longitudinal vortex generators. In: *EUROTHERM VORTEX AND HEAT TRANSFER*, 31. Bochum, 1993. Proceedings of the seminar. Bochum, Ruhr-Universität Bochum, 1993. p. 224-230.
83. Watts, K.C. et al. Design and construction of a wind tunnel for mass transfer studies in incompressible boundary layer. *J. Fluids Eng.*, Dec. 1974.
84. Xiao, Q. et al. Experimental study on effect interval tube cylinder on heat and mass transfer characteristics of corrugated plate fin and tube exchanger configuration. *Journal of Heat Transfer*, v.114, p.755-759, 1992.
85. Yanagihara, J.I.; Torii, K. Heat transfer characteristics of laminar boundary layers in presence of vortex generators. In: *INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE*, 9, Jerusalem, 1990. Proceedings, Washington, Hemisphere, v.6, p.323-328, 1990.
86. Yanagihara, J.I.; Torii, K. Heat transfer augmentation by longitudinal vortices rows. In: *WORLD CONFERENCE ON EXPERIMENTAL HEAT TRANSFER*, FLUIDS MECHANICS AND THERMODYNAMICS, 3, Honolulu, 1993.

- Experimental heat transfer, fluids mechanics and thermodynamics. Amsterdam, Elsevier, v. 1, p. 560-567, 1993.
87. Yanagihara, J.I.; Torii, K. Enhancement of laminar boundary layer heat transfer by longitudinal vortices. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM OF TRANSPORT PHENOMENA IN HEAT AND MASS TRANSFER, 4., Sidney, 1991. Transport phenomena in heat and mass transfer : Proceedings, Washington, Hemisphere, v. 2, p. 942-953, 1991.
88. Yoo, S.Y.; Goldstein, R.J.; Chung, M.K. Effects of angle of attack on mass transfer from a square cylinder and its base plate. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 36, n. 9, p. 371-381, 1993.