

OK

São Paulo
1996

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

**ANÁLISE COMPUTACIONAL DA INTENSIFICAÇÃO DA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR
TUBO-ALETA COMPACTOS**

ROGÉRIO RODRIGUES JUNIOR

São Paulo
1996

Orientador:
Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara

Area de Concentração:
Engenharia Mecânica

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

**ANÁLISE COMPUTACIONAL DA INTENSIFICAÇÃO DA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR
TUBO-ALETA COMPACTOS**

ROGÉRIO RODRIGUES JUNIOR

Aos meus pais Ana e Rogério que nunca pouparam esforços para
que minha formação pessoal e acadêmica fosse sempre a melhor.
À Valdirene por seu grande incentivo e compreensão durante a
realização deste trabalho.

DEDALUS - Acervo - EPMN

31600010085

AGRADECIMENTOS

Ao orientador e amigo Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara pelas diretrizes seguras e pelo constante estímulo durante a realização deste trabalho.

À MULTIBRAS S.A. por mostrar sua crença na cooperação Universidade-Empresa através do suporte técnico e financeiro dispensado a este trabalho.

Aos amigos Juan e Sabana! pelas importantes discussões a respeito da técnica de geradores de vórtices longitudinais e pela constante cooperação científica.

Aos amigos Renato, Guilherme, Pacifico, Fábio, Ricardo, Wilson, Paulo Eduardo e Aurimar pela excelente convivência dentro e fora do ambiente acadêmico.

À todas as outras pessoas que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste estudo.

SUMÁRIO

Lista de Figuras
Lista de Tabelas
Lista de Símbolos

1	1. INTRODUÇÃO.....
3	2. REVISÃO DA LITERATURA.....
3	2.1. Caracterização do escoamento e transferência de calor.....
4	2.1.1. Interação entre o tubo e as aletas.....
8	2.1.2. Escoamento sobre bancos de tubos.....
12	2.2. Técnicas de intensificação.....
13	2.2.1. Classificação.....
14	2.2.2. Geradores de vórtices longitudinais (GVL's).....
52	3. MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS.....
54	3.1. Equações básicas.....
55	3.2. Discretização das equações diferenciais.....
59	3.3. Processo iterativo de cálculo.....
61	3.3.1. O algoritmo <i>SIMPLE</i>
62	3.4. Sistemas de coordenadas adaptados às fronteiras do escoamento (<i>Boundary fitted coordinates</i>).....
65	3.4.1. Influência da ortogonalidade dos volumes na convergência do sistema de equações.....
68	4. MODELAGEM DO SISTEMA TÉRMICO.....
68	4.1. Modelo físico.....
73	4.2. Modelo computacional.....
78	5. METODOLOGIA.....
78	5.1. <i>Hardware</i> e <i>software</i> utilizados.....
78	5.2. Procedimento de cálculo dos coeficientes de película e da perda de carga no

canal.....	80
5.3. Critérios adotados.....	90
6. RESULTADOS.....	92
6.1. Estrutura do escoamento e transferência de calor por convecção no trocador tubo-aleta compacto com e sem geradores de vórtices longitudinais.....	92
6.2. Investigação da influência da posição do gerador de vórtices.....	100
6.3. Investigação da influência da razão de aspecto (Λ) do gerador de vórtices.....	107
6.4. Investigação da influência do ângulo de ataque (β) do gerador de vórtices.....	112
6.5. Investigação da influência do número de Reynolds (Re).....	115
7. CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS.....	118
ANEXOS.....	122
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	130

LISTA DE FIGURAS

Capítulo 2

pág.	
5	fig. 2.1 - Vórtice Ferradura.....
5	fig. 2.2 - Número de Vórtices Formados (BAKER, 1979).....
6	fig. 2.3 - Vórtices observados por SPARROW (1984).....
8	fig. 2.4 - Influência do Vórtice Ferradura no Coeficiente de Película, $l/D=12$ (GOLDSTEIN et al, 1985).....
8	fig. 2.5 - Ponto de Descolamento da Camada Limite sobre um Tubo ($5 < Re < 40$).....
9	fig. 2.6 - Variação da Posição do Ponto de Descolamento da Camada Limite (ACHENBACH, 1968).....
10	fig. 2.7 - Tipos de Arranjos de Bancos de Tubos (ZUKAUSKAS, 1972).....
11	fig. 2.8 - Efeito <i>Shading</i> (ZUKAUSKAS, 1972).....
12	fig. 2.9 - Vórtice Longitudinal.....
15	fig. 2.10 - Tipos de Geradores de Vórtices (TIGGELBECK et al, 1991): (A) Asa Delta; (B) Asa Retangular (C) Par de Meias Asas Deltas; (D) Par de Asas Retangulares.....
16	fig. 2.11 - Caracterização Geométrica dos Geradores de Vórtices.....
17	fig. 2.12 - Modelo Computacional utilizado por BROCKMEIER et al (1989).....
18	fig. 2.13 - Estrutura do Escoramento à Jussante da Asa Delta (BROCKMEIER et al, 1989).....
19	fig. 2.14 - Influência do Ângulo de Ataque na Intensificação (BROCKMEIER et al, 1989).....
20	fig. 2.15 - Influência do Ângulo de Ataque (β) (YANAGIHARA & TORII, 1990).....
22	

fig. 2.16	- Influência da Relação H/δ (YANAGIHARA & TORII, 1990).....	23
fig. 2.17	- Arranjos dos Pares de GVL's : (a) Common Flow Upward	
fig. 2.18	- Intensificação no Arranjo <i>Common Flow Downward</i>	
fig. 2.19	- Intensificação no Arranjo <i>Common Flow Upward</i>	
fig. 2.20	- Parâmetros Geométricos do Canal utilizado por	
fig. 2.21	- Influência da Eficiência da Aleta na Transferência de Calor : SANCHEZ et al (1990).....	26
fig. 2.22	- Geometria do Modelo Experimental utilizado por	
fig. 2.23	- Intensificação no Canal como Função da Posição dos GVL's FIEBIG et al (1990).....	29
fig. 2.24	- Perda de Carga no Canal como Função da Posição dos GVL's (FIEBIG et al, 1990).....	30
fig. 2.25	- Redução da Perda de Carga no Canal (FIEBIG et al, 1990).....	31
fig. 2.26	- Vórtices Gerados por um <i>Delta Winglet</i>	
fig. 2.27	- Arranjos da Fileira de GVL's : (a) <i>Co-rotate</i> (b) <i>Counter-rotate</i> (YANAGIHARA; TORII, 1991a).....	33
fig. 2.28	- Comparação entre o Arranjo <i>Co-rotate</i> e o <i>Counter-rotate</i> (YANAGIHARA; TORII, 1991b).....	34
fig. 2.29	- Estabilidade do Vórtice Gerado por um <i>Delta Wing</i> (YANAGIHARA; TORII, 1991b).....	35

36	(FIBIG et al, 1991).....	fig. 2.30
37	- Influência da Razão de Aspecto na Intensificação (FIBIG et al, 1991)	fig. 2.31
38	BISWAS & CHATTOPADHYAY(1992).....	fig. 2.32
40	- Efeito do Furo de Estampagem na Intensificação (BISWAS & CHATTOPADHYAY, 1992).....	fig. 2.33
40	- Influência do Ângulo de Ataque na Transferência de Calor (BISWAS & CHATTOPADHYAY, 1992).....	fig. 2.34
41	- Influência do Ângulo de Ataque na Perda de Carga (BISWAS & CHATTOPADHYAY, 1992).....	fig. 2.35
42	- Comparação entre os Resultados de BISWAS & CHATTOPADHYAY (1992) e os Dados Experimentais	fig. 2.36
43	- Posição do Furo de Estampagem (TIGGELBECK et al, 1993).....	fig. 2.37
44	- Intensificação ao Longo do Canal com duas Fileiras de GVL's (TIGGELBECK et al, 1993).....	fig. 2.38
47	- Representação Esquemática dos Modelos Ensaados por VALENCIA et al (1993): (a) Arranjo em Linha (b) Arranjo em Quicôncio.....	fig. 2.39
46	- Comparação do Coeficiente Global de Transferência de Calor entre os Arranjos Ensaados (VALENCIA et al, 1993).....	fig. 2.40
47	- Comparação da Perda de Carga entre os Arranjos Ensaados (VALENCIA et al, 1993).....	fig. 2.41
48	- Geometria do Canal Simulado por BISWAS et al (1994).....	fig. 2.42
49	- Malha Computacional Utilizada por BISWAS et al (1994).....	fig. 2.43
50	- Intensificação da Transferência de Calor na Região à Jusante do Tubo (BISWAS et al, 1994).....	

fig. 2.44	- Comparação dos Resultados de BISWAS et al (1994)	51
	com os Dados Experimentais de VALENCIA	

Capítulo 3

fig. 3.1	- Discretização das Equações Diferenciais	57
fig. 3.2	- Tipos de Malha : (a) Malha Cartesiana; (b) Malha Curvilínea	
fig. 3.3	- (a) Malha Estruturada; (b) Malha Não-Estruturada	
	(MALISKA, 1995)	63
fig. 3.4	- Ortogonalidade do Sistema de Coordenadas	65

Capítulo 4

fig. 4.1	- Geometria do Evaporador da MULTIBRAS S.A.	69
fig. 4.2	- Dimensões da Aleta Original	70
fig. 4.3	- Modelo Físico	71
fig. 4.4	- Modelo Computacional	74
fig. 4.5	- Discretização do Gerador de Vórtices	77
fig. 4.6	- Geração da Malha Tridimensional	77

Capítulo 5

fig. 5.1	- Representação Esquemática de um Canal	81
fig. 5.2	- Cálculo do Gradiente de Temperatura na Parede	84
fig. 5.3	- Validação do Procedimento de Cálculo	89

Capítulo 6

94	- Estrutura do Escocamento no Canal Tubo-Aleta	fig. 6.1
94	- Linhas de Corrente no Canal Tubo-Aleta sem GVL's	fig. 6.2
95	Zona de Recirculação	95
95	- Formação do Vórtice Ferradura	fig. 6.3
95	- Distribuição Local do Número de Nusselt (Nu) sobre a Aleta sem GVL	fig. 6.4
96	GVL	96
97	- Linhas de Corrente no Canal Tubo-Aleta com GVL's	fig. 6.5
98	- Escocamento Secundário numa Seção Transversal à Jusante do GVL	fig. 6.6
99	- Intensificação Local da Transferência de Calor (Nu/Nu ₀) sobre a Aleta do Piso	fig. 6.7
99	- Intensificação Local da Transferência de Calor (Nu/Nu ₀) sobre a Aleta do Teto	fig. 6.8
100	Aleta do Teto	100
101	- Região de Investigação	fig. 6.9
102	- Influência da Posição do GVL's para $\theta=90^\circ$	fig. 6.10
103	- Melhor Região para o GVL em Termos da Perda de Carga no Canal	fig. 6.11
103	- Melhor Posição para o GVL em Termos da Transferência de Calor	fig. 6.12
105	Calor	105
106	- Intensificação Local com GVL ($r/D=0,8; \theta=90^\circ; A=2,0; \beta=45^\circ$)	fig. 6.13
106	- Intensificação Local com GVL ($r/D=0,7; \theta=130^\circ; A=2,0; \beta=45^\circ$)	fig. 6.14
107	- Intensificação Local com GVL ($r/D=0,9; \theta=130^\circ; A=2,0; \beta=45^\circ$)	fig. 6.15
109	- Influência da Razão de Aspecto (A) do Gerador na Perda de Carga do Canal	fig. 6.16
109	- Influência da Razão de Aspecto (A) do Gerador na Intensificação	fig. 6.17

Global da Transferência de Calor.....	109
fig. 6.18 - Influência da Razão de Aspecto (Λ) do Gerador na Intensificação	
Local da Transferência de Calor.....	110
fig. 6.19 - Distribuição dos Coeficientes de Película na Aleta do Piso	
($r/D=0,8; \theta=90^\circ; \beta=45^\circ$): (a) $\Lambda=1,0$ (b) $\Lambda=2,0$	111
fig. 6.20 - Influência do Ângulo de Ataque (β) do Gerador na Intensificação	
Global da Transferência de Calor.....	112
fig. 6.21 - Influência do Ângulo de Ataque (β) do Gerador na	
Perda de Carga.....	113
fig. 6.22 - Influência do Ângulo de Ataque (β) do Gerador na Intensificação	
Local da Transferência de Calor.....	114
fig. 6.23 - Influência do Número de Reynolds (Re) na Perda de Carga.....	116
fig. 6.24 - Influência do Número de Reynolds (Re) na Intensificação	
Global da Transferência de Calor.....	116
fig. 6.25 - Variação da Relação entre Intensificação da Transferência de	
Calor e Alteração na Perda de Carga com o Número de Reynolds..	117

LISTA DE TABELAS

	pág.
Capítulo 2	
Tabela 2.1 - Comparação entre os Arranjos Ensaados por TIGGELBECK et al (1993).....	44
Capítulo 4	
Tabela 4.1 - Características do Evaporador da MULTIBRÁS S.A.....	69
Capítulo 5	
Tabela 5.1 - Critério de Convergência.....	90
Capítulo 6	
Tabela 6.1 - Melhores Posições para a Transferência de Calor.....	103
ANEXO-A	
Tabela A1 - Influência da Posição dos Geradores de Vórtices : Classificação em Termos da Intensificação da Transferência de Calor (Re=284), 123	
Tabela A2 - Influência da Posição dos Geradores de Vórtices : Classificação em Termos da Perda de Carga (Re=284).....	124
ANEXO - B	
Tabela B1 - Influência da Razão de Aspecto dos Geradores de Vórtices (r/D=0,9; $\theta=80^\circ$; $\beta=45^\circ$).....	125
Tabela B2 - Influência da Razão de Aspecto dos Geradores de Vórtices (r/D=0,7; $\theta=130^\circ$; $\beta=45^\circ$).....	125

Tabela D3 - Influência do Número de Reynolds ($r/D=0,7; \theta=130^\circ; A=1,0; \beta=45^\circ$). 129

Tabela D2 - Influência do Número de Reynolds ($r/D=0,9; \theta=80^\circ; A=2,0; \beta=45^\circ$)... 128

Tabela D1 - Influência do Número de Reynolds (Tubo-Aleta s/ GVL's)..... 128

ANEXO - D

Tabela C2 - Influência do Ângulo de Ataque dos Geradores de Vórtices
($r/D=0,7; \theta=130^\circ; A=2,0$)..... 127

Tabela C1 - Influência do Ângulo de Ataque dos Geradores de Vórtices
($r/D=0,9; \theta=80^\circ; A=2,0$)..... 127

ANEXO - C

Tabela B4 - Influência da Razão de Aspecto dos Geradores de Vórtices
($r/D=0,8; \theta=90^\circ; \beta=45^\circ$)..... 126

Tabela B3 - Influência da Razão de Aspecto dos Geradores de Vórtices
($r/D=0,9; \theta=130^\circ; \beta=45^\circ$)..... 126

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área	[m ²]
A_0	área mínima livre de escoamento	[mm ²]
A_1	área de troca de calor	[mm ²]
a	coeficientes das equações discretizadas	
B	largura do canal	[mm]
b	comprimento da corda do gerador de vórtices	[mm]
c_p	calor específico a pressão constante	[J / kg°C]
D_h	diâmetro hidráulico	[mm]
D	diâmetro	[mm]
E	espaçamento entre aletas	[mm]
e	espessura de aleta	[mm]
h	entalpia específica	[J / kg]
h_c	coeficiente local de transferência de calor por convecção	[W / m ² °C]
\bar{h}_c	coeficiente médio de transferência de calor por convecção	[W / m ² °C]
H	altura do gerador de vórtices	[mm]
H	entalpia	[J]
k	condutividade térmica	[W / m°C]
L	comprimento do canal	[mm]
m	vazão mássica	[kg / s]
p	pressão	[Pa]
q''	fluxo de calor	[W / m ²]
\dot{Q}	potência térmica	[W]

λ	ângulo entre linhas coordenadas	[graus]
ρ	densidade	[kg / m ³]
ν	viscosidade cinemática	[m ² / s]
μ	viscosidade dinâmica	[kg / m.s]
Γ	difusividade da grandeza genérica ϕ	
δ^*	espessura de deslocamento da camada limite	[mm]
δ	espessura de camada limite	[mm]
β	ângulo de ataque do gerador de vórtices	[graus]
α	difusividade térmica do fluido	[m ² / s]

LETRAS GREGAS

w	componente de velocidade na direção principal	[m/s]
v	componente de velocidade na direção normal à aleta	[m / s]
\mathcal{V}	vazão volumétrica	[m ³ / s]
u	componente de velocidade na direção transversal	[m/s]
t	tempo	[s]
T	temperatura	[°C ou K]
s	espaçamento entre geradores de vórtices	[mm]
S	terno fonte nas equações de conservação	
S_T	espaçamento transversal entre tubos	[mm]
S_L	espaçamento longitudinal entre tubos	[mm]
r	posição radial do gerador de vórtices	[mm]

θ	posição angular do gerador de vórtices	[graus]
ω	vorticidade	[s ⁻¹]
ϕ	grandeza genérica	

ADIMENSIONAIS

coeficiente de atrito $C_f = \frac{\Delta p}{B} \frac{1}{2L} \frac{2}{\rho w^2}$

número de Nusselt local $Nu = \frac{h_c D_h}{k}$

número de Nusselt global $\overline{Nu} = \frac{h_c D_h}{k}$

número de Prandtl $Pr = \frac{\alpha}{\nu}$

número de Reynolds $Re = \frac{w_{max} D_h}{\nu}$

razão de aspecto do gerador de vórtices $A = \frac{2H}{A_z}$

SUBSCRITOS

i, j, k	índice para as direções nas equações de conservação
w, e, n, s, l, h	índice de identificação das superfícies de volumes finitos
D	diâmetro
D_h	diâmetro hidráulico

altura	E
entrada	e
gerador de vórtices longitudinais	g
superfície não intensificada	o
parede	p
saída	s
volume finito	vf

RESUMO

Este trabalho apresenta uma investigação numérica a respeito da influência de geradores de vórtices do tipo meia asa delta na transferência de calor e perda de carga de um trocador de calor tubo-aleta compacto. Foi estudada a influência de parâmetros dos geradores de vórtices tais como posição, ângulo de ataque e razão de aspecto para $284 \leq Re \leq 1000$. Os resultados foram analisados através da comparação com um modelo de aletas lisas. As dimensões básicas do modelo computacional foram baseadas na geometria de um evaporador de sistema de ar-condicionado doméstico. As simulações numéricas foram realizadas em regime permanente com o código computacional PHOENICS (baseado no método dos volumes finitos). A complexidade geométrica do problema exigiu a utilização de sistemas de coordenadas adaptados às fronteiras do escoamento. Foram atingidas intensificações locais da transferência de calor de até 350% para as configurações simuladas em $Re=284$ (condição de operação do trocador de calor real). Na faixa de Reynolds entre 284 e 1000, a melhor configuração em termos de transferência de calor apresentou intensificações globais entre 9-21% e um aumento na perda de carga da ordem de 14-19%. A melhor configuração em termos de perda de carga mostrou que, com os geradores de vórtices posicionados adequadamente, é possível obter redução na perda de carga entre 12-20% e simultaneamente obter intensificação global da transferência de calor entre 3-7%.

ABSTRACT

This work presents a numerical investigation about the influence of delta winglet vortex generators on the heat transfer and flow losses of a compact fin-tube heat exchanger. The influence of vortex generators parameters such as position, angle of attack and aspect ratio was investigated to $284 \leq Re \leq 1000$. The results were analyzed by comparison with a model using smooth fin.

The basic dimensions of the computational model were based on an evaporator of domestic air-conditioning system geometry. The steady state numerical simulations were carried out with the PHOENICS code (based on the finite volume method), using a boundary-fitted coordinate system because of the geometric complexity of the problem.

Local heat transfer of about 35% was achieved at $Re=284$ (operation condition of the real heat exchanger). For the Reynolds number between 284-1000, the best configuration in terms of heat transfer presents global heat transfer enhancement of 9-21% and an increase in the flow losses of about 14-19%. The best configuration in terms of flow losses shows that, with the vortex generators properly positioned, it is possible to obtain flow losses reduction of 12-20% and simultaneously to achieve global heat transfer enhancement of 3-7%.

Trocadores de calor desempenham um papel fundamental na indústria, sendo utilizados em uma grande variedade de equipamentos. Desta forma, o desenvolvimento de técnicas que permitam reduzir as dimensões dos trocadores, a quantidade de material empregado na sua fabricação e seu custo operacional é de grande importância do ponto de vista tecnológico. Foi neste contexto que surgiu a motivação para o presente estudo, pois torna-se cada vez mais importante o domínio de técnicas que permitam atingir os objetivos acima citados: as técnicas de intensificação da transferência de calor .

Várias técnicas de intensificação da transferência de calor têm sido propostas para aplicação em trocadores de calor tubo-aleta compactos, sendo que nos últimos anos a utilização de geradores de vórtices longitudinais neste tipo de geometria tem sido considerada por alguns autores. Alguns resultados obtidos, inclusive os apresentados neste trabalho, indicam ser possível reduzir-se a perda de carga e ainda obter níveis significativos de intensificação da transferência de calor em trocadores tubo-aleta com a utilização de geradores de vórtices. O presente trabalho apresenta uma investigação numérica a respeito da influência de geradores de vórtices na transferência de calor e perda de carga num modelo simplificado de trocador de calor tubo-aleta. As simulações numéricas foram realizadas com a utilização do código computacional PHOENICS (versão 2.0), o qual é baseado no método dos volumes finitos. A complexidade geométrica do problema exigiu a utilização de sistemas de coordenadas generalizadas, os quais permitiram uma definição geométrica adequada do domínio sem a necessidade de interpolação nas fronteiras do mesmo.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

A geometria básica foi definida a partir de um evaporador de sistema de ar-condicionado doméstico, sendo realizadas algumas simplificações com o objetivo de facilitar a análise. Para tanto, as técnicas de intensificação de transferência de calor usadas nas aletas do trocador real, tais como corrugações e venezianas, foram eliminadas. O estudo consistiu numa investigação a respeito da influência de parâmetros dos geradores de vórtices na transferência de calor e perda de carga do trocador de calor (posição, ângulo de ataque e razão de aspecto), através da comparação entre modelos com e sem geradores de vórtices, procurando na medida do possível identificar valores ótimos para cada um destes parâmetros.

As análises foram conduzidas para $Re=284$ (condição de operação do trocador real), sendo que para algumas configurações observou-se a influência do número de Reynolds na faixa $284 < Re < 1000$. Os resultados são apresentados em termos do coeficiente global de transferência de calor e do coeficiente de atrito no canal. Além disso, apresentaram-se também as distribuições locais do coeficiente de película sobre as aletas (com e sem geradores de vórtices) como meio de permitir uma melhor compreensão dos mecanismos de intensificação da transferência de calor.

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura relacionada com o estudo que foi realizado compreende na sua grande maioria trabalhos publicados entre 1988 e 1994, sendo que alguns trabalhos com data de publicação anterior a este intervalo também foram incluídos em virtude de sua relevância para a compreensão dos fenômenos que virão a ser estudados. A apresentação dos trabalhos revisados está dividida em grupos, seguindo em cada grupo a ordem cronológica de publicação dos trabalhos, a fim de permitir o acompanhamento da evolução dos conhecimentos sobre os fenômenos em questão. Em virtude da abordagem adotada e da natureza do fenômeno, tornou-se necessário que a revisão bibliográfica compreendesse os seguintes tópicos:

- Características do escoamento e transferência de calor em canais formados por tubos aletados, concentrando-se mais especificamente na interação existente entre o tubo e a aleta, e em escoamento sobre bancos de tubos;
- Técnicas de intensificação de transferência de calor, compreendendo a classificação das técnicas e descrição da técnica que será aplicada;

2.1. CARACTERIZAÇÃO DO ESCOAMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O escoamento num trocador tubo-aleta é bastante complexo, sendo extremamente dependente do arranjo físico considerado, tal como disposição dos tubos, tipo de aleta

utilizada etc. A revisão bibliográfica a respeito de características do escoamento se concentrou em dois tópicos: a interação entre tubos e aleta em termos de escoamento e transferência de calor, e o escoamento sobre bancos de tubos.

2.1.1. INTERAÇÃO ENTRE O TUBO E AS ALETAS

A presença de um tubo de seção circular no canal formado por duas aletas em um trocador de calor tubo-aleta compacto provoca uma separação da camada limite formada sobre as aletas, criando uma complexa estrutura vortical. Tal estrutura, denominada vórtice ferradura, vem sendo estudada há bastante tempo, havendo uma quantidade razoável de trabalhos a respeito.

O aparecimento do vórtice ferradura é provocado pelo gradiente de pressão adverso gerado pela presença do tubo no canal, o qual faz com que haja uma separação da camada limite à montante do mesmo formando um complexo sistema de vórtices. Este sistema de vórtices caminha pela lateral do tubo assumindo uma forma geométrica que acaba dando nome ao mesmo (vide fig. 2.1)

BAKER (1979) realizou uma investigação experimental sobre a formação do chamado vórtice ferradura em escoamentos laminares do tipo camada limite, utilizando para tanto uma técnica de visualização do escoamento através de filete de fumaça. Em seus experimentos observou tanto a formação de estruturas transitórias quanto estacionárias, realizando um detalhado estudo paramétrico a respeito do fenômeno. SCHWIND (1962) apud BAKER (1979) havia identificado cinco diferentes regimes para o fenômeno, separando os mesmos por faixas de velocidade. BAKER (1979), no entanto, realizou um

estudo ainda mais detalhado, relacionando as características do escoamento em termos de adimensionais, permitindo portanto uma certa generalização dos resultados. Identificou sistemas com dois, quatro e seis vórtices, sendo que o número de vórtices formados, a posição dos mesmos e o aparecimento de oscilações no sistema mostraram-se dependentes do número de Reynolds (baseado no diâmetro do obstáculo) e da relação δ^*/D , como mostra a fig. 2.2.

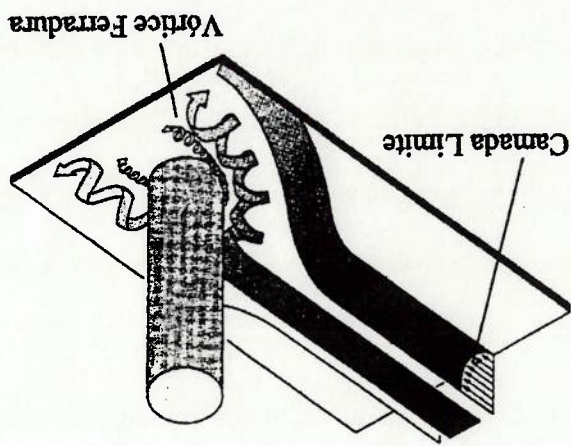


Fig. 2.1 - Vórtice Ferradura.

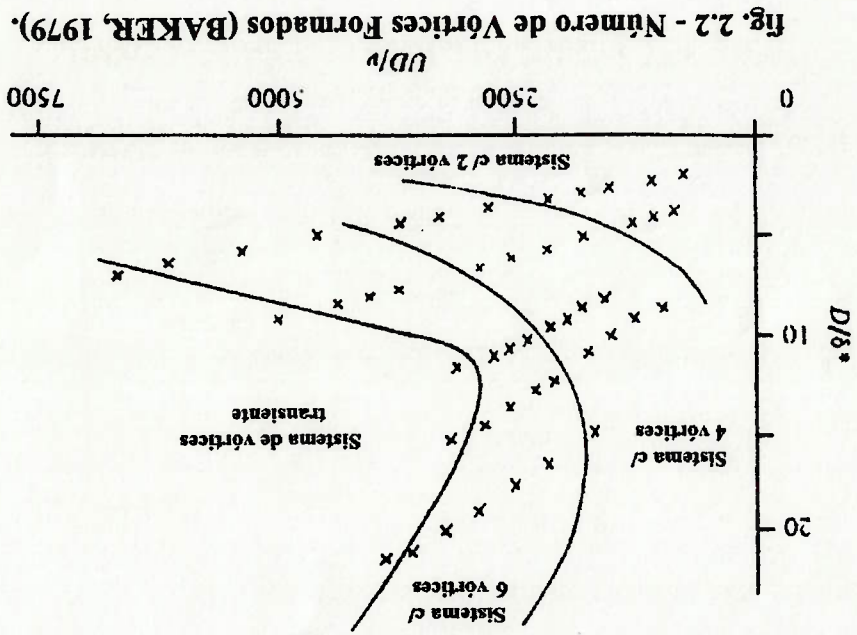


Fig. 2.2 - Número de Vórtices Formados (BAKER, 1979).

SPARROW et al (1984), realizaram estudo sobre a influência do vórtice ferradura sobre os coeficientes de película na superfície do tubo, utilizando a técnica de sublimação de naftaleno. Mediram o coeficiente de película em vários pontos no cilindro, de forma a determinar a região de influência da parede sobre os coeficientes de película no cilindro, trabalhando numa faixa de número de Reynolds (baseado no diâmetro do cilindro) entre 3500 e 23000. Além disso, realizaram a visualização do escoamento utilizando óleo na superfície do cilindro e na parede.

Uma comparação dos resultados da visualização do escoamento realizada por SPARROW et al (1984) com os obtidos anteriormente por BAKER (1979) é a princípio um tanto difícil, uma vez que a visualização foi realizada para um número de Reynolds que está fora da faixa analisada por BAKER (1979). Em termos dos coeficientes de película sobre a superfície do cilindro, é feita uma comparação entre os valores da região afetada pela parede com os da região que não sofre este tipo de influência. Os resultados mostram que na média há uma diminuição do coeficiente de película na região próxima à parede de cerca de 9%, com valores locais 15% menores em algumas regiões. Nota-se, no entanto, que na região do cilindro bem próxima à parede há um aumento no coeficiente de película devido à presença de um pequeno, mas bastante intenso, vórtice (vide fig. 2.3).

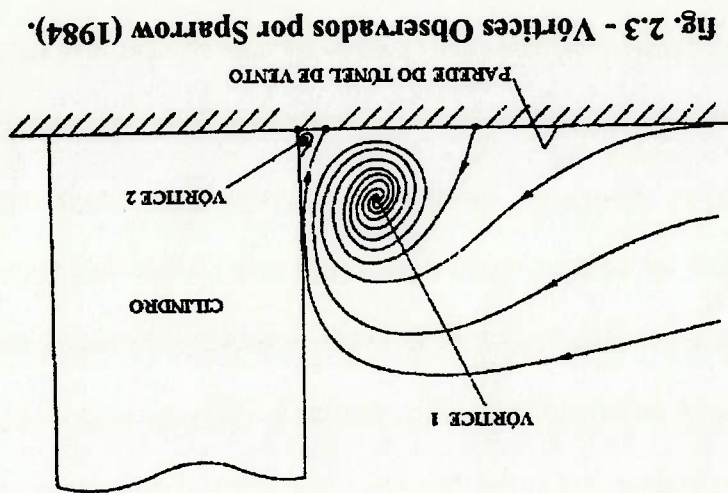


Fig. 2.3 - Vórtices Observados por Sparrow (1984).

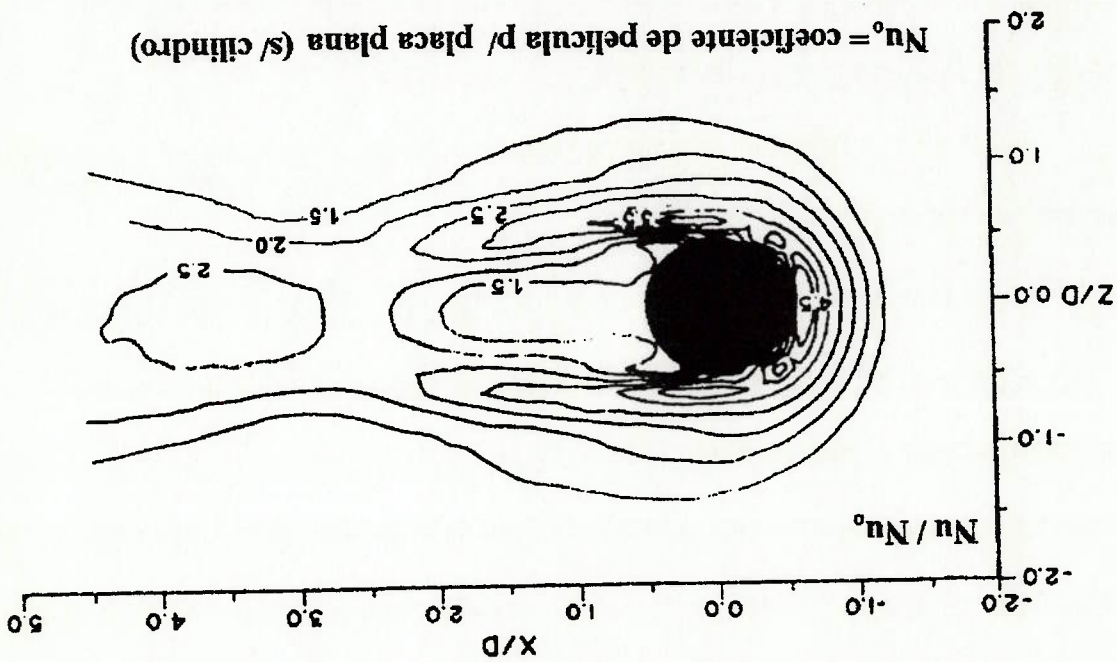
Uma vez que no caso de trocadores tubo-aleta compactos o espaçamento entre as aletas é bastante pequeno, e portanto a superfície do tubo é quase que totalmente afetada pela presença das paredes, esta diminuição no coeficiente de película poderia indicar que a presença do vórtice ferradura é prejudicial ao processo de transferência de calor neste tipo de equipamento. No entanto, há de se ressaltar que a utilização de aletas faz com que a maior parte do calor trocado na passagem seja através das mesmas, e portanto esta diminuição no coeficiente de película seria insignificante quando considerada em termos do coeficiente global de transferência de calor na passagem. Além disso, o sistema de vórtices formado também afetará de forma significativa a transferência de calor nas aletas, intensificando a transferência de calor quando comparada com a obtida para um canal sem o cilindro (ou tubo) como será visto mais adiante.

GOLDSTEIN et al (1985) realizaram um estudo sobre a influência da presença de um cilindro na transferência de calor num escoamento do tipo camada limite sobre placa plana utilizando a técnica de sublimação de naftaleno, a qual permitiu uma análise local do fenômeno em questão. O estudo, conduzido para $Re_p=4000$ (número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo), mostra a zona de influência do vórtice ferradura sobre a transferência de calor, a qual estende-se por uma longa distância a jusante do cilindro (com cerca de 5 diâmetros a jusante a influência ainda é bastante significativa) com elevações de até 300% no coeficiente local de transferência de calor quando comparado com o obtido numa placa plana sem a presença do cilindro. Nota-se através dos resultados a influência do sistema de vórtices que se forma na frente do cilindro e caminha para jusante, passando pela lateral do cilindro (vide fig. 2.4). Além disso, observa-se o aparecimento de uma zona logo atrás do cilindro onde há uma queda no coeficiente de película devido à recirculação que se forma atrás do mesmo. O trabalho realizado envolveu ainda uma comparação entre os resultados

ZUKAUSKAS (1972) apresenta uma revisão bastante abrangente sobre escoamento e transferência de calor em tubos (isolados ou em bancos), identificando regimes de escoamento, influência do tipo de arranjo de tubos (alinhado ou em quincôncio), entre outros aspectos, permitindo assim que se tenha uma visão global das características de

2.1.2. ESCOAMENTO SOBRE BANCOS DE TUBOS

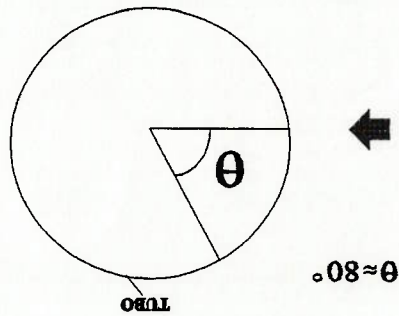
fig. 2.4 - Influência do Vórtice Ferradura no Coeficiente de Película, $LD=12$ (GOLDSTEIN et al, 1985).



obtidos para dois cilindros com relação entre diâmetro e altura diferentes, um com a altura igual ao diâmetro do tubo (L/D) e o outro com a altura igual a 12 vezes ($L/D=12$) o diâmetro do tubo.

ACHENBACH (1968) apud ZUKAUSKAS (1972) determinou na faixa $6 \cdot 10^4 < Re_p < 6 \cdot 10^6$ a posição em que ocorre o descolamento de camada limite na superfície do tubo. O trabalho permite identificar a condição em que a camada limite que se forma sobre o tubo passa do

fig. 2.5 - Ponto de Descolamento da Camada Limite sobre um Tubo ($5 < Re < 40$).



de vórtices, provocando vibração no tubo.

- $Re_p > 40$: a região de recirculação torna-se instável e começa a ocorrer emissão de recirculação atrás do tubo (vide fig. 2.5).
- $5 < Re_p < 40$: separação da camada limite ($\theta=80^\circ$) com formação de uma região
- $Re_p < 1$: ausência de descolamento de camada limite na superfície do tubo;

seguintes regimes de escoamento:

termos do número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo (Re_p), identificando os único tubo. ZUKAUSKAS (1972) apresenta para esta geometria uma caracterização em tubos, é importante que se conheçam algumas características do escoamento sobre um Apesar do trabalho estar essencialmente relacionado com escoamentos sobre bancos de realizar, ou seja, escoamentos em regime laminar com baixo número de Reynolds (Re). serão mencionados apenas resultados que tenham relevância no trabalho que se pretende escoamento e do processo de transferência de calor neste tipo de geometria. No entanto,

regime laminar para o turbulento ($Re_D = 2 \cdot 10^3$), tendo como consequência o atraso no descolamento da camada limite (vide fig. 2.6).

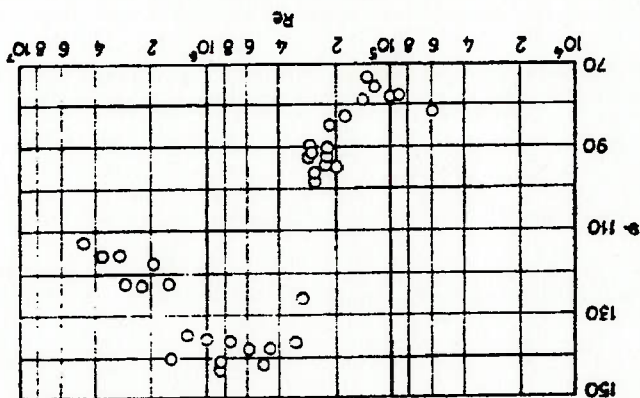


fig. 2.6 - Variação da Posição do Ponto de Descolamento da Camada Limite (ACHENBACH, 1968).

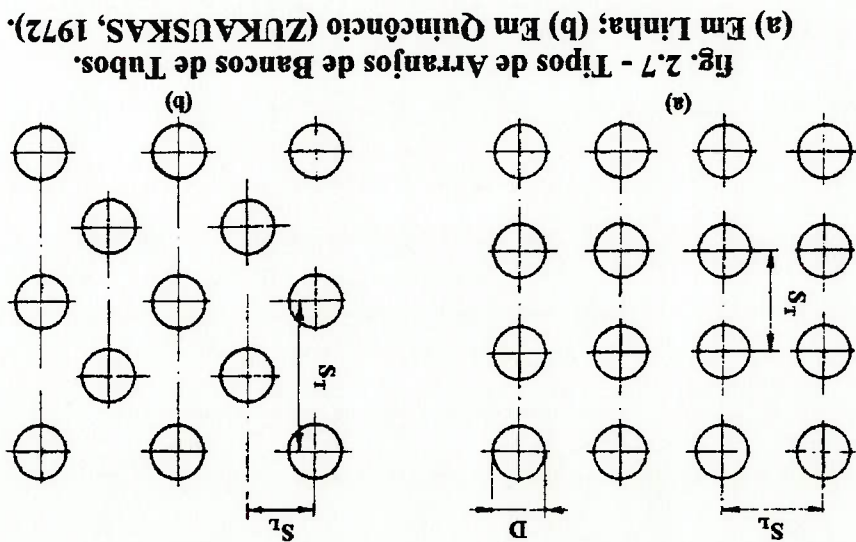
No caso do escoamento sobre bancos de tubos, existem dois tipos de arranjo (vide fig. 2.7), sendo que cada um tem aspectos particulares com relação ao escoamento, e consequentemente com relação à transferência de calor. Identificam-se três regimes de escoamento :

- $Re_D < 10^3$: escoamento predominantemente laminar;
- $5 \cdot 10^2 < Re_D < 2 \cdot 10^3$: regime subcrítico ou misto;
- $Re_D > 2 \cdot 10^3$: regime turbulento ou crítico.

A identificação dos regimes de escoamento citada acima apresenta variações com relação à transição do regime predominantemente laminar para o regime misto, dependendo de muitos fatores, dentre os quais pode-se citar o arranjo dos tubos (variação de S_r e S_t) e nível de turbulência da corrente livre.

No arranjo em linha, para bancos de tubos com espaçamento longitudinal (S_t) variando de moderado a grande, o escoamento e o processo de transferência de calor são bastante semelhantes ao de um único tubo. Entretanto, na medida em que se diminui o espaçamento longitudinal começa a haver interferência entre tubos de fileiras consecutivas, de forma que a transferência de calor a partir da segunda fileira é menor do que na primeira. Isto acontece porque a esteira formada pelo tubo da fileira da frente acaba prejudicando a transferência de calor na região frontal do tubo da fileira posterior, como mostra a fig. 2.8. É importante lembrar que as afirmações acima são válidas no regime predominantemente laminar.

No arranjo em quinôncio a transferência de calor na primeira fileira de tubos tem características similares à de um único tubo. Entretanto, nota-se que a transferência de calor nas fileiras posteriores é maior do que na primeira fileira.



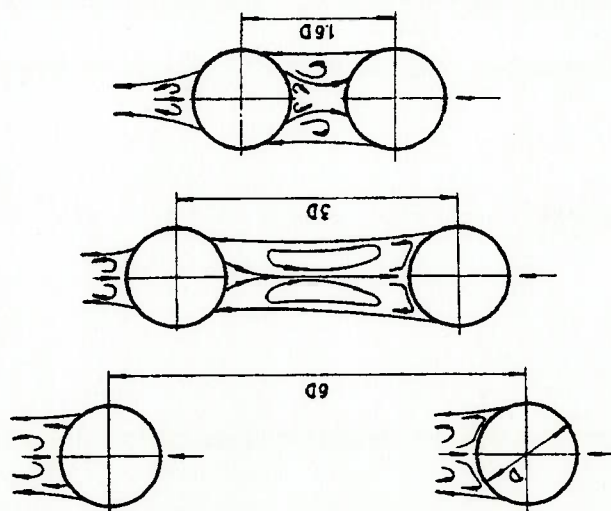
Como já foi dito anteriormente, o objetivo deste trabalho é avaliar o potencial de aplicação de uma técnica de intensificação de transferência de calor, com a utilização de geradores de vórtices longitudinais, a trocadores de calor tubo aleta compactos. Desta forma, achou-se

2.2. TÉCNICAS DE INTENSIFICAÇÃO

é ainda muito pouco documentada.

Reynolds considerada neste trabalho, a qual inclui o regime laminar e o início do subcrítico, compilações de resultados a respeito do assunto, conclui-se que a faixa de número de da turbulência. Na medida em que o trabalho revisado é uma das mais completas correspondente ao regime crítico, o qual tem características bastante singulares em virtude apresentados por ZUKAUSKAS (1972) são para a faixa de número de Reynolds (Re) caracterizados pelos regimes laminar e subcrítico, pois a grande maioria dos dados Nota-se uma carência de dados para escoamentos de baixo número de Reynolds (Re),

fig. 2.8 - Efeito *Shading* (ZUKAUSKAS, 1972).



Na categoria dos métodos de superfície inclui-se qualquer técnica que trabalhe diretamente com as superfícies de trocadores de calor. Como exemplos deste tipo de técnica de intensificação tem-se a utilização de superfícies com rugosidade, superfícies perfuradas, superfícies corrugadas, vibração ou rotação da superfície, entre outras.

Já na categoria dos métodos de fluido incluem-se as técnicas que atuam diretamente sobre o fluido de trabalho do trocador de calor, tendo como princípio básico melhorar as propriedades de transporte do mesmo. Como exemplos de técnicas que se enquadram nesta categoria pode-se citar aumento da velocidade do fluido (aumento da potência de bombeamento), uso de aditivos (bolhas de gás ou partículas sólidas adicionadas a líquidos,

- métodos compostos.
- métodos combinados;
- métodos de fluido;
- métodos de superfície;

transfêrencia de calor em quatro categorias:

A primeira, proposta por BALARAS (1990), classifica as técnicas de intensificação de classifica-los.

Em virtude da grande variedade de métodos que podem ser utilizados com o objetivo de intensificar a troca de calor, parece adequado apresentar as duas principais formas de

2.2.1. CLASSIFICAÇÃO

interessante apresentar métodos de classificação de técnicas de intensificação assim como uma revisão de trabalhos relevantes a respeito da técnica que pretende ser utilizada.

Os geradores de vórtices longitudinais são dispositivos de utilização bastante antiga na área aeronáutica. Nessa área sua utilização tem o objetivo de atrasar o descolamento de camada limite em asas. O princípio básico de funcionamento é o de utilizar os vórtices gerados pelos mesmos de forma a aumentar a quantidade de movimento na região próxima à parede da

2.2.2. GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS (GVL's)

Existem também os métodos combinados, os quais consistem em utilizar conjuntamente uma técnica de superfície e uma de fluido como, por exemplo, controlar a camada limite com o uso de sucção de fluido através de superfície porosa. A combinação de diferentes técnicas, métodos compostos, vem apresentando resultados bastante promissores. Estudos preliminares sobre técnicas de intensificação compostas têm indicado que os coeficientes de transferência de calor podem atingir valores superiores aos correspondentes às técnicas de intensificação quando atuando separadamente.

Já BERGLES (1991) classifica as técnicas de intensificação em dois grandes grupos, os métodos passivos e os métodos ativos. A categoria dos métodos ativos engloba todo e qualquer método em que se faça uso de trabalho externo com o objetivo de promover intensificação de transferência de calor, tais como aplicação de campos eletrostáticos a fluidos dielétricos ou vibração da superfície. Já os métodos passivos são aqueles em que não é necessário fazer uso de trabalho externo para promover intensificação, tais como aletas perfuradas e geradores de vórtices longitudinais.

asa, atrasando ou mesmo evitando o descolamento da camada limite.

A utilização destes dispositivos com o objetivo de intensificar a transferência de calor é bem mais recente que sua aplicação no campo aeronáutico. Desta forma, seu potencial de utilização vem sendo constantemente avaliado para diferentes condições, tais como escoamento do tipo camada limite, escoamento entre placas paralelas e, mais recentemente, trocadores de calor tubo-aleta compactos. A técnica consiste em posicionar os geradores de vórtices com um ângulo de ataque em relação ao escoamento principal de forma a gerar um complexo escoamento secundário (vide fig. 2.9), o qual é o responsável pela intensificação da transferência de calor em virtude da redução da espessura da camada limite térmica causada pelo mesmo, como será visto mais adiante.

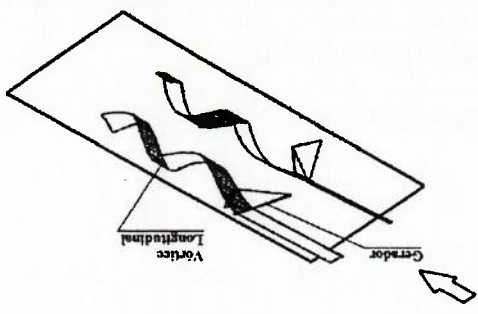


fig. 2.9 - Vórtice Longitudinal.

Há uma infinidade de variedades geométricas de geradores de vórtice, sendo que na área de aerodinâmica os estudos concentram-se hoje principalmente em conseguir geradores com geometria otimizada, de forma a acrescentar o mínimo possível de arrasto com a sua utilização. Entretanto, quando se trata de intensificação de transferência de calor, os estudos concentram-se em quatro tipos básicos de geradores, os quais são apresentados na

fig. 2.10.

A partir de agora, os geradores de vórtices longitudinais serão designados pela abreviatura

(2.1)

$$V = \frac{A_g}{H^2}$$

Define-se como razão de aspecto (Λ) do gerador de vórtices a seguinte relação:

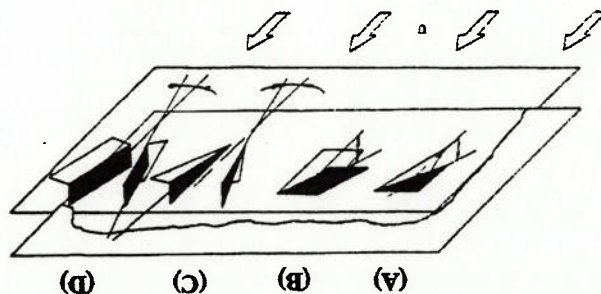
- Altura do gerador (H)
- Corda do gerador (b)
- Ângulo de ataque (β)
- Distância entre geradores (s)
- Área do gerador (A_g)

citados durante a revisão:

A fim de facilitar a compreensão do texto, é interessante observar na fig. 2.11 alguns parâmetros geométricos básicos que caracterizam os geradores de vórtices que serão

- (A) Asa Delta
- (B) Asa Retangular
- (C) Par de Meias Asas Delta
- (D) Par de Asas Retangulares

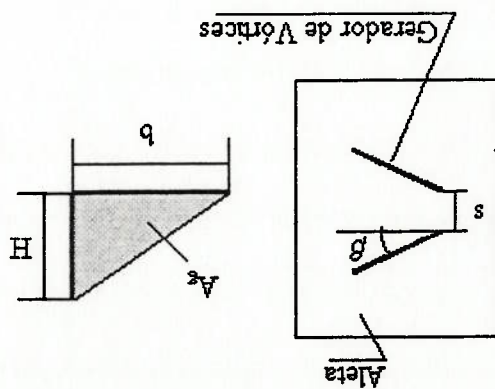
fig. 2.10 - Tipos de Geradores de Vórtices (TIGGELBECK et al, 1991):



BROCKMEIER et al (1989) realizaram estudo numérico sobre a influência de GVL's na transferência de calor em canais formados por placas paralelas utilizando uma variação do método M.A.C. (*Marker and Cell*). O estudo consistiu em simular a presença de uma fileira de GVL's (asas delta e pares de meias asas delta) no canal formado entre duas placas paralelas. A abordagem adotada se mostrou bastante interessante, uma vez que aproveitou características físicas do fenômeno a fim de simplificar as equações a serem resolvidas numericamente. Sabe-se que o escoamento na região próxima ao GVL tem características elípticas, em função da recirculação e do descolamento de camada limite, mas em regiões mais afastadas localizadas à jusante do gerador o escoamento tem características parabólicas. O estudo realizado utilizou estas características do escoamento, resolvendo as equações completas de Navier-Stokes na região próxima ao GVL, e utilizando equações simplificadas (PPNS - *Partially Parabolized Navier Stokes*) a partir de uma certa região à jusante dos GVL's.

A modelagem computacional adotada por BROCKMEIER et al (1989) fez uso de simetrias

fig. 2.11 - Caracterização Geométrica dos Geradores de Vórtices.



GVL's, com o objetivo de simplificar a descrição dos trabalhos revisados.

existentes no problema (vide fig. 2.12) de forma a reduzir a quantidade de memória necessária para simular-se os modelos. Com relação às condições de contorno utilizadas, admitiu-se que o escoamento tem perfil de velocidade desenvolvido na entrada do canal e está em desenvolvimento térmico, ou seja, adotou-se perfil de velocidade parabólico (escoamento laminar) e perfil de temperatura uniforme na seção de entrada. As paredes do canal são mantidas à temperatura constante e uniforme. Os GVL's são considerados como paredes com temperatura uniforme e espessura desprezível.

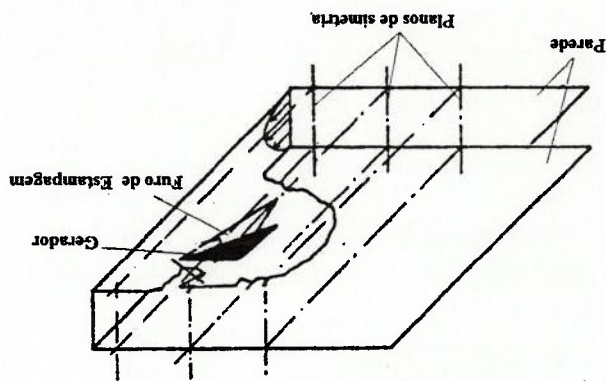


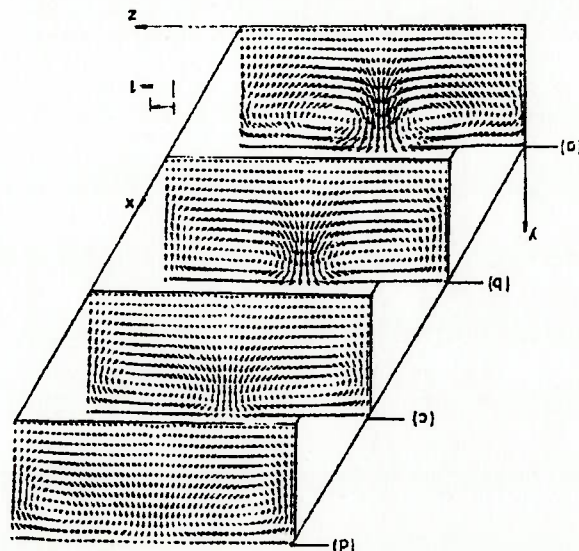
fig. 2.12 - Modelo Computacional utilizado por BROCKMEIER et al (1989).

A estrutura do escoamento foi estudada com um modelo que considera os GVL's, do tipo asa delta e meia asa delta, montados sobre a parede do canal, ou seja, considerou-se que o gerador é simplesmente colocado sobre a parede do canal. Observou-se que o par de vórtices formado pela asa delta tende a divergir, tendo seção transversal de formato elíptico

(vide fig. 2.13).

A transferência de calor foi estudada com a utilização de asas delta, nas quais considerou-se o furo resultante da estampagem do GVL. Nos furos de estampagem, utilizou-se uma condição de contorno cíclica, a fim de simular-se a existência de vários canais. No entanto, não se entende porque os autores utilizaram modelos computacionais diferentes para estudar a estrutura do escoamento e para estudar a intensificação da transferência de calor. Notou-se que o pico de intensificação local ocorre próximo ao bordo de fuga do gerador. Além disso, observou-se uma grande intensificação na região logo à jusante dos geradores, fato que os autores relacionaram com "efeitos de blocagem" causados pelo GVL. Com relação aos valores máximos, observou-se que para $\beta=50^\circ$ a máxima intensificação local é da ordem de 60%, para $\beta=30^\circ$ é de 44%, e para $\beta=10^\circ$ cerca de 20%. A influência do ângulo de ataque ($10^\circ \leq \beta \leq 50^\circ$) do gerador na intensificação pode ser observada na fig. 2.14, a partir da qual chega-se à conclusão de que o aumento do ângulo

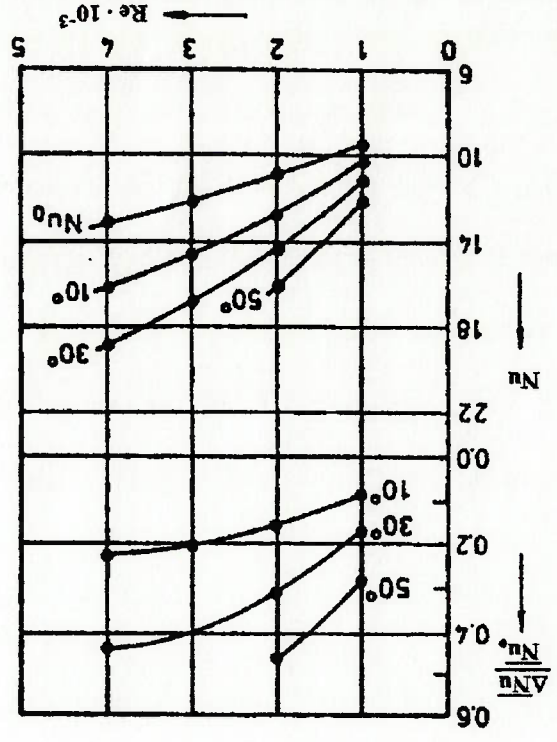
Fig. 2.13 - Estrutura do Escoamento à Jusante da Asa Delta (BROCKMEIER et al, 1989).



de ataque eleva a intensificação de calor causada pelo gerador. Este fato é facilmente explicado quando sabe-se que a intensidade do vórtice gerado aumenta com o ângulo de ataque, fato conhecido já da sua aplicação no campo da aerodinâmica.

Observou-se ser possível obter até 48% de intensificação global ($\beta=50^\circ$), como pode ser visto na fig. 2.14. Isto mostra o grande potencial da técnica quando aplicada a este tipo de geometria. Entretanto, os autores não permitem uma avaliação mais completa da técnica na medida em que não apresentam resultados sobre a perda de carga no canal, a qual certamente aumenta com a utilização dos GVL's.

fig. 2.14 - Influência do Ângulo de Ataque na Intensificação Global da Transferência de Calor (BROCKMEIER et al, 1989).



YANAGIHARA, TORII (1990) realizaram trabalho experimental a fim de esclarecer aspectos relacionados com o mecanismo de intensificação da transferência de calor por

de um segundo vórtice e sim com um possível efeito de blocagem naquela região. Notou-se do gerador em suas simulações, entretanto, não relacionam este pico com o aparecimento et al (1989) citam o aparecimento de um pico de intensificação na região próxima à base GVL, sendo algo parecido com o vórtice ferradura. Aqui vale lembrar que BROCKMEIER gradiente de pressão adverso que age sobre a camada limite na região logo à montante do autores como vórtice de canto (*corner vortex*), forma-se na base do gerador em função do entre os dois lados do GVL. O segundo vórtice no entanto, o qual é denominado pelos BROCKMEIER et al (1989) e como se sabe é formado em função da diferença de pressão seria o chamado vórtice principal (*main vortex*), o qual é mencionado no trabalho de relacionaram o aparecimento destes picos com a formação de dois vórtices. O primeiro à jusante do GVL. E através da utilização da técnica de sublimação de naftaleno Observaram ainda o aparecimento de dois picos de intensificação nas seções transversais parede (*downwash flow*).

intensidade de turbulência e sim com as regiões onde o fluido está indo de encontro à se atingem os picos de intensificação não coincidem com os locais onde se tem picos de causado pelos vórtices, e não o aumento de intensidade de turbulência, pois os locais onde intensificação, é o intenso movimento do fluido em direção à parede (*downwash flow*), de transferência de calor chegaram à conclusão de que o principal mecanismo de de intensificação. Através de comparação entre medição de velocidade local e coeficientes Fizaram interessantes observações com relação à estrutura do escoamento e ao mecanismo

2. escoamento com um par de GVL's do tipo meia asa delta.

1. escoamento com um único GVL do tipo meia asa delta;

investigação das configurações básicas :

meio de GVL's em escoamentos do tipo camada limite. Para tanto, utilizaram em sua

que a intensificação local produzida pelo vórtice de canto é da mesma ordem de grandeza daquela produzida pelo vórtice principal, e que este é observado mesmo a longa distância a jusante do GVL.

Nas duas configurações estudadas fixou-se a razão de aspecto do GVL (Δ) em 0,8. No caso de um único gerador estudaram a influência do ângulo de ataque ($5^\circ \leq \beta \leq 25^\circ$) e da relação entre a altura do gerador e a espessura de camada limite dinâmica na posição em que o mesmo se encontra ($1,3 \leq H/\delta \leq 5,2$). Os resultados obtidos mostraram um aumento da intensificação com o ângulo de ataque como mostra a fig. 2.15, aumento este provocado pelo aumento de intensidade dos vórtices. Resultado que está de acordo com o obtido por BROCKMEIER et al (1989).

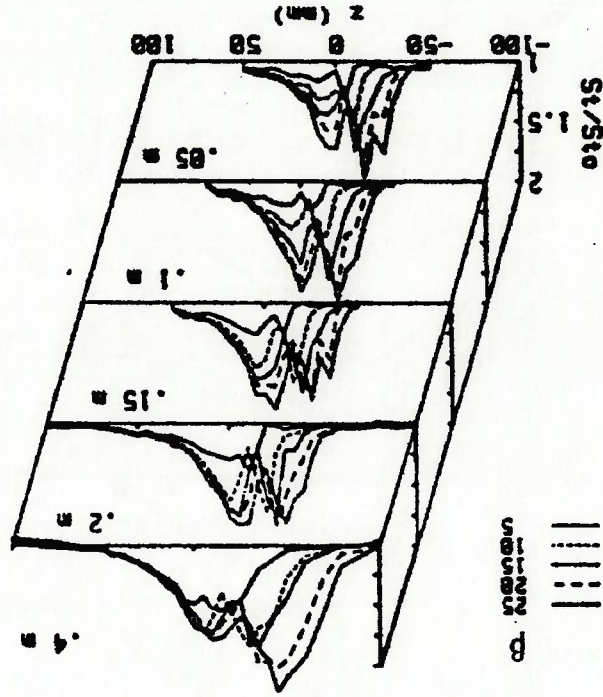


fig. 2.15 - Influência do ângulo de Ataque (YANAGIHARA & TORII, 1990).

Com relação à influência da relação H/δ na intensificação, nota-se através da fig. 2.16 que a intensificação cresce com o aumento da relação H/δ . Isto pode ser explicado pelo fato

do vórtice formado se tornar mais eficiente na medida em que se encontra menos imerso na camada limite, pois desta forma o movimento de *downwash* acaba trazendo para o interior da camada limite uma quantidade maior de fluido que se encontra fora da mesma, e no movimento de *upwash* leva fluido do interior da camada limite para a região externa à mesma. Nota-se ainda que para $H/\delta=5,2$ há o aparecimento de um terceiro pico de intensificação, o qual os autores relacionaram com um terceiro vórtice observado através de experiências com sublimação de nãtalo.

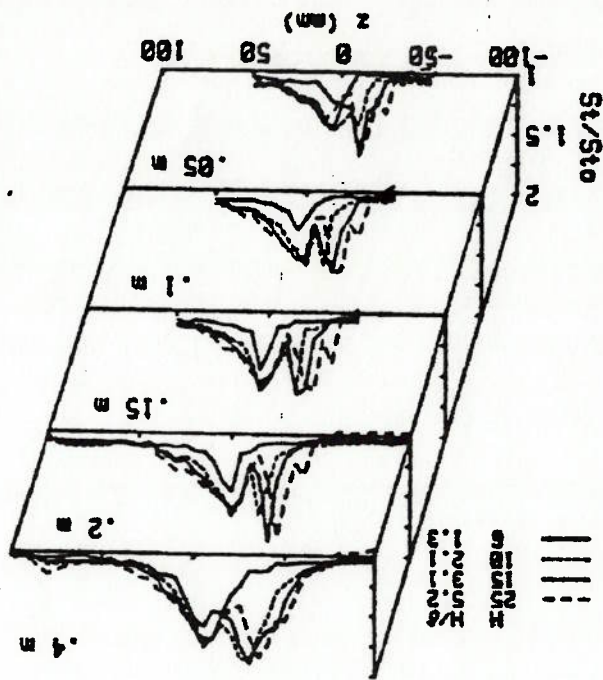


fig. 2.16 - Influência da Relação H/δ na Intensificação (YANAGIHARA; TORII, 1990).

Com a segunda configuração, a qual consistia de um par de meias asas delta, estudaram dois arranjos (vide fig. 2.17): 1. *common flow upward*, 2. *common flow downward*, mantendo-se o ângulo de ataque ($\beta=15^\circ$) e variando-se o espaçamento ($20\text{mm} \leq s \leq 50\text{mm}$) entre os GVL's.

Comparando os dois arranjos nota-se que o *common flow downward* é mais eficiente, pois nesta configuração os vórtices principais trabalham em conjunto no movimento de *downwash* produzindo uma grande região intensificada entre os GVL's. No caso em que se tem *common flow upward*, tem-se os dois vórtices de canto interagindo num movimento de *upwash*, e acabam portanto intensificando muito menos. Através das fig. 2.18 e fig. 2.19 podem ser comparados os dois arranjos.

Com relação à variação do espaçamento entre os GVL's (s), notou-se que a diminuição do espaçamento no arranjo *common flow downward* tem como consequência um aumento na intensificação na região entre os GVL's. A razão é que quanto mais próximos os geradores, mais intenso será o movimento de *downwash*, resultando numa intensificação local muito maior (110% de intensificação local na linha de centro).

Já no caso em que se tem *common flow upward*, a variação do espaçamento não tem muito sentido na medida em que a intensificação local na região entre os GVL's é menor do que a provocada por um único gerador, pois a diminuição do espaçamento provocaria um movimento de *upwash* mais intenso, diminuindo ainda mais a intensificação nesta região, e o aumento do espaçamento provocaria num caso limite uma intensificação local idêntica à causada por um único gerador.

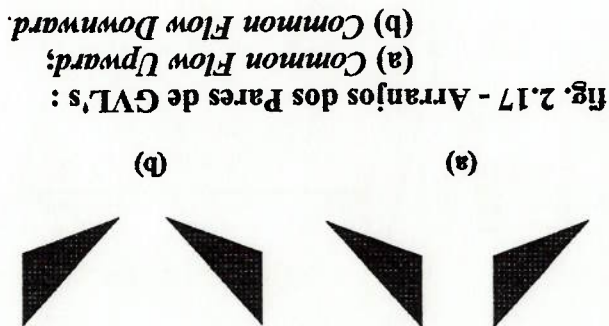


Fig. 2.19 - Intensificação no Arranjo Common Flow Upward (YANAGIHARA; TORII, 1990).

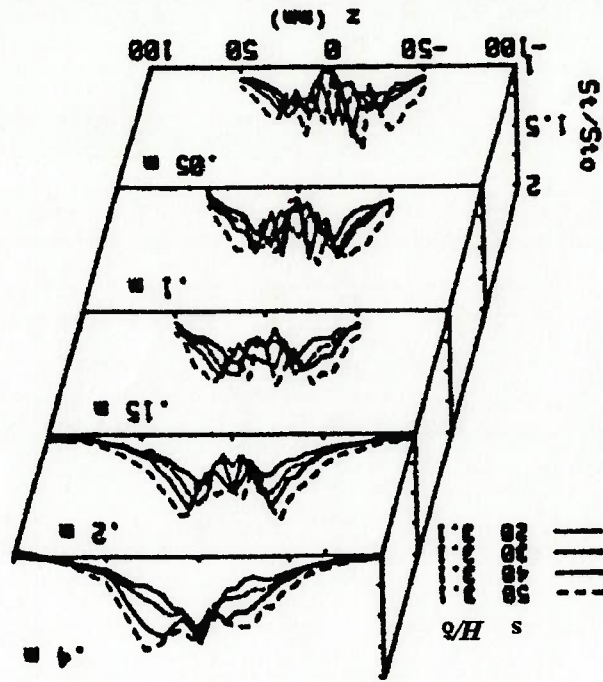
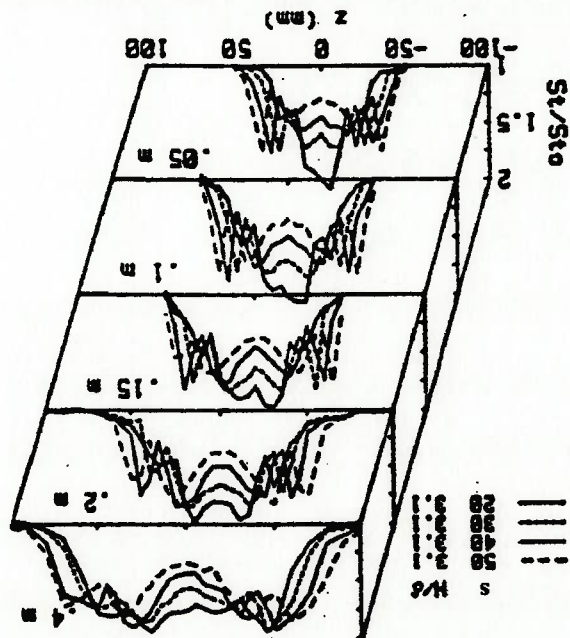


Fig. 2.18 - Intensificação no Arranjo Common Flow Downward (YANAGIHARA; TORII, 1990).



SANCHEZ et al (1990) estudaram a influência da condução de calor na aleta sobre os coeficientes de película num canal com tubo e GVL's do tipo meia asa delta. Para tanto, realizaram simulações numéricas de um escoamento laminar ($Re=1000$) numa passagem com um modelo que considerava a condução de calor na aleta. Os geradores de vórtice foram posicionados à jusante do tubo, tendo as seguintes características:

- Altura do GVL (H) : $0,2 D$
- Comprimento da corda do GVL (b) : $0,4 D$
- Ângulo de ataque (β) : 45°
- Posição do par de GVL's : $\Delta x / D = 0,5$
- $\Delta y / D = 0,8$

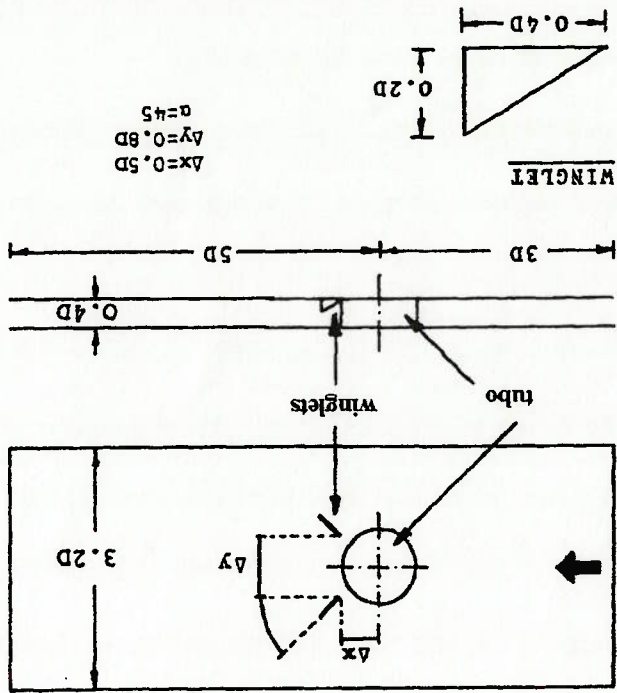


Fig. 2.20 - Parâmetros Geométricos do Canal utilizado por SANCHEZ et al (1990).

O escoamento e os processos de transferência de calor na parte do fluido foram simulados

que a não ocorrência da emissão de vórtices resulta da colocação dos GVL's no canal ou formação de uma zona de recirculação à jusante do mesmo. No entanto, fica a dúvida de Além disso, é importante citar que não se observa emissão de vórtices pelo tubo, e sim a

empurraria a camada limite sobre o mesmo, atrasando o descolamento. Entretanto, não se região de alta pressão próxima ao tubo, causada pela presença dos GVL's, a qual limite que se forma sobre o tubo. Os autores associaram tal fato com a formação de uma Notou-se que a introdução dos GVL's provoca um atraso no descolamento da camada parede e a temperatura média de mistura na seção transversal do canal.

normal de tomar o número de Nusselt com relação à diferença de temperatura entre a temperatura da parede e do fluido na seção de entrada do canal, contrariando a conduta Os resultados apresentam o número de Nusselt definido com relação à diferença entre a

- planos de simetria : fluxos de calor e massa nulos através da superfície.

na seção de entrada têm temperatura igual à do fluido e na seção de saída tem $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$;

- aletas : modeladas com temperatura constante em sua seção transversal, sendo que

- tubo : parede com temperatura constante;

escoamento nulas;

- saída do canal : segunda derivada de todas as variáveis na direção principal do

- entrada do canal : temperatura uniforme e perfil de velocidades desenvolvido;

O modelo computacional utilizou as seguintes condições de contorno:

transporte constantes.

simulações foram realizadas com as hipóteses de fluido incompressível e propriedades de utilizou o método de elementos finitos, com a solução sendo obtida de forma iterativa. As com a utilização do método denominado M.A.C. (*Marker And Cell*), e a condução na aleta

da combinação de baixo número de Reynolds com efeitos de parede devido à presença das aletas, pois os autores não apresentaram resultados para o canal sem geradores.

Com relação à transferência de calor, os resultados obtidos mostraram que a hipótese de aleta isotérmica (eficiência máxima) tende a superestimar o fluxo de calor em até 25% em algumas regiões da entrada do canal e em 20% (vide fig. 2.21) na região à jusante do tubo, mesmo tendo o material da aleta uma condutividade térmica muito maior do que a do fluido de trabalho.

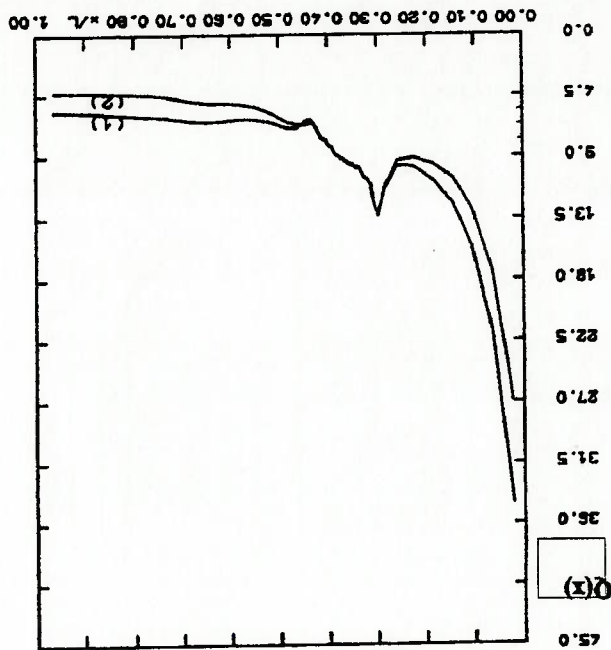


fig. 2.21 - Influência da Eficiência da Aleta na Transferência de Calor: (1) Aleta Isotérmica; (2) Aleta c/ Condução (SANCHEZ et al, 1990).

FIBRIG et al (1990) apresentaram amplo estudo paramétrico sobre a influência de pares de GVL's do tipo meia asa delta na perda de carga e na transferência de calor em canal formado por tubo aletado. Para tanto, realizaram estudo experimental na faixa de $2000 \leq Re \leq 5000$ (número de Reynolds baseado na altura do canal), no qual variaram a posição e o ângulo de ataque dos geradores no canal. A geometria básica é apresentada na

fig. 2.22. Os GVL's utilizados tinham razão de aspecto (Δ) igual a 2 e altura (H) igual à altura do canal ($H=1,0E$).

O estudo foi dividido em duas partes. Primeiro variou-se a posição do par de GVL's na região de entrada do canal, à montante do tubo. Depois repetiu-se o estudo colocando os GVL's na região à jusante do tubo.

Desta forma, variou-se a posição dos GVL's no seguinte intervalo (vide fig. 2.22):

$$-1,6 \leq \Delta x / D \leq 1,1$$

$$0,6 \leq \Delta y / D \leq 1,2$$

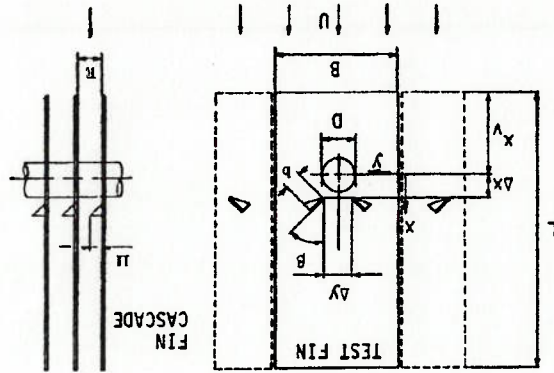


fig. 2.22 - Geometria do Modelo Experimental utilizado por FIEBIG et al (1990).

Também foi realizado um estudo a respeito da influência do ângulo de ataque na intensificação da transferência de calor. Os resultados obtidos mostram que o ângulo de ataque $\beta=45^\circ$ (o ângulo de ataque foi variado na faixa $25^\circ \leq \beta \leq 55^\circ$, mas os autores não apresentam os resultados desta investigação) é o que produz maior intensificação da transferência de calor. Observaram-se intensificações locais da ordem de 100% e intensificação global em torno de 20%. No entanto, é importante observar que o comprimento de canal utilizado ($L/D=10$) tem grande influência no valor do coeficiente global de transferência de calor obtido, pois como foi visto em trabalhos anteriores, o

efeito de intensificação causado pelo gerador é ainda observado à longa distância à jusante do mesmo. Assim, fica difícil dizer se poderia ser obtido um valor da mesma ordem de grandeza numa geometria mais próxima dos padrões comerciais.

Nas fig. 2.23 e fig. 2.24 pode-se observar respectivamente a influência da posição do par de GVL's em termos de intensificação e da perda de carga. Nota-se que a configuração com geradores colocados à montante do tubo é bem menos eficiente que a configuração com geradores colocados à jusante, na medida em que produz sempre uma intensificação menor e uma perda de carga maior. Além disso, observa-se que aumentando o espaçamento entre os geradores os efeitos tendem a se igualar, o que é facilmente explicado pelo fato de efeito dos geradores sobre a região do escoamento próxima ao tubo diminuir com o aumento do espaçamento. Os resultados mostram que a máxima intensificação global ocorre quando os GVL's estão afastados cerca de $1,0D$ e posicionados logo atrás do tubo ($\Delta x/D=0,5$ e $\Delta y/D=1,0$).

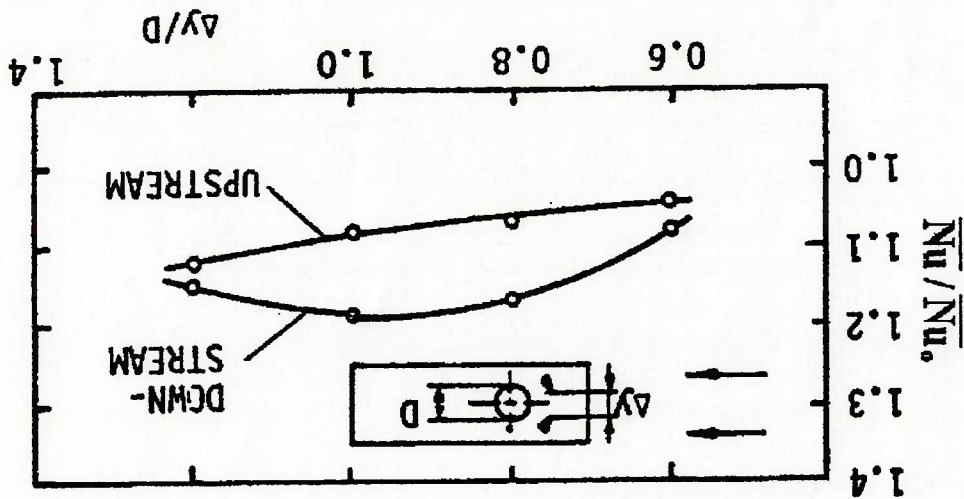
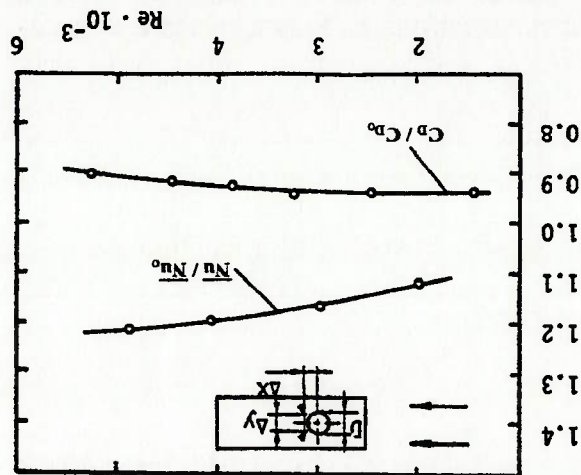


fig. 2.23 - Intensificação da Transferência de Calor no Canal em Função da Posição dos GVL's para $Re_p=3000$ (FIEBIG et al, 1990).

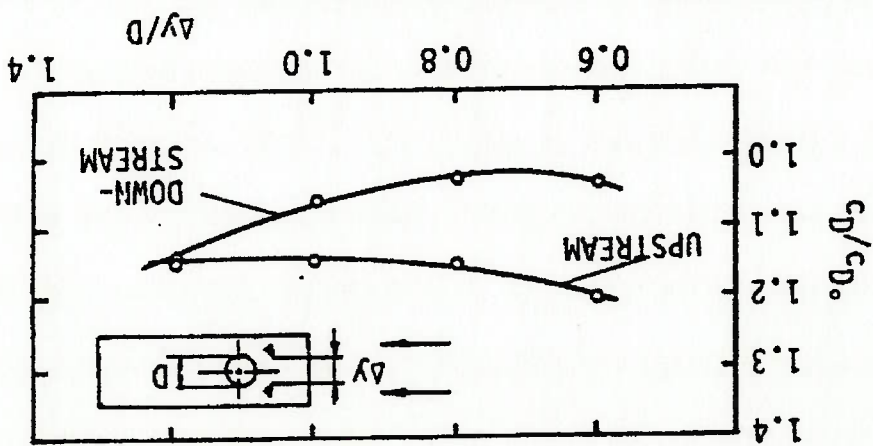
A perda de carga no canal foi avaliada através da medição do arrasto aerodinâmico produzido pelo modelo experimental, em função da dificuldade em medir-se a queda de pressão no canal. Para tanto, os ensaios foram realizados com a utilização de um túnel vertical, sendo o modelo posicionado sobre balanças de forma a permitir uma avaliação do arrasto produzido pelo mesmo.

fig. 2.25 - Redução da Perda de Carga no Canal para $\Delta x/D=0,6$ e $\Delta y/D=0,8$ (FIEBIG et al, 1990).



No entanto, o fato mais interessante observado neste estudo foi a obtenção de uma redução de perda de carga com a utilização de GVL's. Observou-se existir uma região para a colocação dos GVL's à jusante do tubo na qual é possível reduzir a região de recirculação, de forma a compensar o atraso causado pelos geradores e ainda se ter uma redução na perda de carga do canal. Na fig. 2.25 observam-se os resultados de perda de carga e intensificação para os GVL's colocados numa posição em que ocorre redução da perda de carga ($\Delta x/D=0,6$ e $\Delta y/D=0,8$). Nota-se que foi possível uma redução em torno de 8% para $Re=2000$, sendo que o efeito tende a acentuar-se com o aumento do número de Reynolds.

fig. 2.24 - Perda de Carga no Canal em Função da Posição dos GVL's para $Re=3000$ (FIEBIG et al, 1990).



YANAGIHARA, TORII (1991a), numa continuação do trabalho apresentado em 1990, estudaram a influência de GVL's na transferência de calor em escoamentos do tipo camada limite em regime laminar. O estudo, o qual utilizou novamente uma abordagem experimental, buscou tornar mais claros os aspectos relacionados com a estrutura do escoamento e com o mecanismo de intensificação, revelando aspectos não observados anteriormente. Além disso, avaliaram a influência dos parâmetros geométricos dos GVL's utilizando faixas mais amplas do que as do estudo de 1990.

Com relação à estrutura do escoamento e ao mecanismo de intensificação, realizaram novamente importantes observações. A utilização de técnicas como sublimação de nãtaloeno e visualização através de fumaça permitiu identificar vários vórtices sendo formados pelo gerador, como pode-se observar na fig. 2.26. Dentre os vórtices formados, concluiu-se que três são os que mais influenciam o processo de intensificação da transferência de calor:

1. Vórtice principal (*main vortex*) : formado em função da diferença de pressão existente entre os dois lados do gerador.

2. Vórtice de canto (*corner vortex*) : formado em função do gradiente de pressão adverso que atua sobre a camada limite na região logo à montante do gerador.

3. Vórtice induzido (*induced vortex*) : o qual surge como resultado de um redirecionamento do escoamento na região próxima à parede causado pela região de baixa pressão existente atrás do gerador.

Como foi dito, os autores estudaram as mesmas configurações de 1990, com a diferença na utilização de faixas mais amplas para os parâmetros variados. O ângulo de ataque foi variado na faixa $5^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$. Observou-se, novamente, que para baixos valores de ângulo de ataque (β) o principal mecanismo de intensificação é o *downwash flow* do vórtice de canto e do vórtice principal. Entretanto, para ângulos de ataque altos notou-se que a

turbulência passa a ganhar importância, incluindo significativamente na intensificação da transferência de calor. No entanto, os autores não chegaram a identificar um limite a partir do qual a turbulência passa a influenciar o mecanismo de intensificação da transferência de calor, o que certamente seria um tema interessante para futuras investigações.

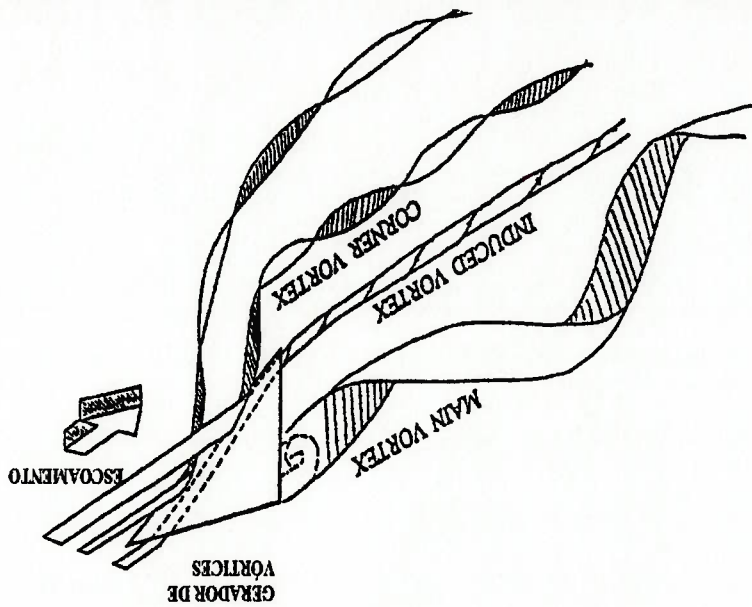


Fig. 2.26 - Vórtices Gerados por um GVL do tipo Asa Delta (YANAGIHARA; TORII, 1991a).

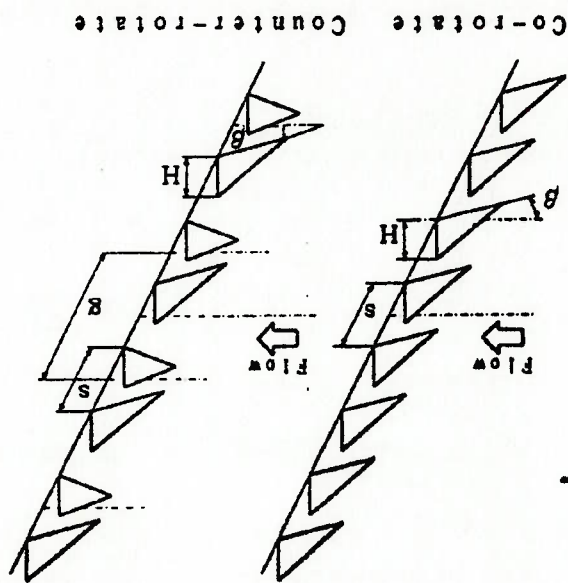
Os resultados obtidos para os pares de geradores, nas configurações *common flow downward* e *common flow upward*, mostraram novamente ser a primeira mais eficiente do que a segunda. Observou-se ainda que no arranjo *common flow upward* a diminuição do espaçamento entre os vórtices diminui a intensificação, resultado já observado no estudo de 1990, e além disso, os vórtices apresentam uma tendência de "misturar-se" à medida que o espaçamento entre geradores diminui, perdendo intensidade mais rapidamente.

YANAGIHARA; TORII (1991b) estudaram a intensificação de transferência de calor no caso em que se tem uma fileira de GVL's num escoamento de camada limite laminar. Para tanto, utilizaram geradores do tipo meia asa delta em dois arranjos, que se distinguem pelo

Nesse trabalho os autores também citam os três vórtices que atuam mais significativamente no escoamento: o vórtice principal, o vórtice induzido e o vórtice de canto; juntamente com o mecanismo de formação dos mesmos. Também apresentam os resultados obtidos com pares de geradores.

O estudo realizado investigou a influência da distância entre geradores e da distância entre pares de geradores para os dois arranjos citados. Utilizaram-se GVL's com dois ângulos de ataque diferentes ($\beta=15^\circ$ e $\beta=45^\circ$), nos quais manteve-se a razão de aspecto em $\Lambda=0,8$. Nota-se que os dois arranjos apresentam intensificação bastante significativa. No entanto, comparando-se os dois, com parâmetros geométricos idênticos, nota-se que o arranjo

fig. 2.27 - Arranjos da Fileira de GVL's (YANAGIHARA; TORII, 1991b): (a) Co-rotate; (b) Counter-rotate.

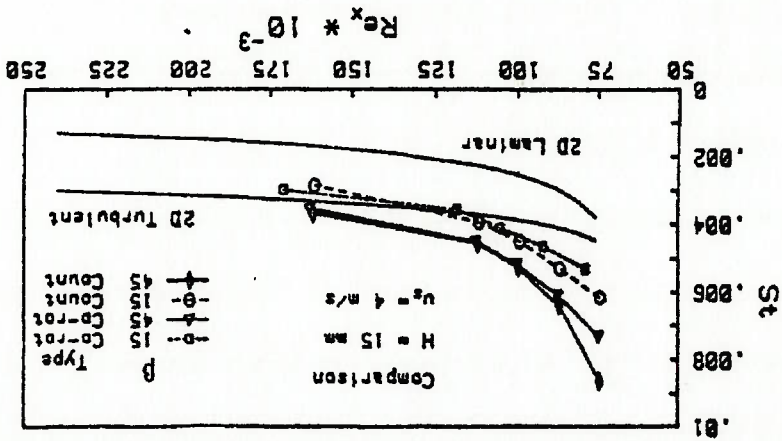


sentido de rotação dos vórtices gerados (vide fig. 2.27): *co-rotate* (vórtices principais sempre girando no mesmo sentido) e *counter-rotate* (vórtices principais adjacentes girando em sentido contrário).

Além disso, observou-se que o arranjo *co-rotate* não apresenta a tendência de "misturar" os vórtices percebida anteriormente nos arranjos *common flow downward*. Entretanto, os vórtices dissipam-se mais rapidamente devido à interação desfavorável existente entre dois vórtices adjacentes, nos quais tem-se a região de *downwash flow* de um dos vórtices junto à região de *upwash flow* do outro.

FIEBIG et al (1991) realizaram estudo experimental com o objetivo de comparar o desempenho de quatro tipos de GVL's num escoamento entre placas paralelas. Os geradores escolhidos foram os quatro tipos clássicos, já apresentados no início do capítulo. O estudo utilizando técnicas de visualização, no qual buscou-se estabelecer limites de estabilidade para os vórtices formados. No entanto, não mencionam nada a respeito do vórtice induzido e do vórtice de canto observados por YANAGIHARA, TORII (1991a), citando apenas o

fig. 2.28 - Comparação entre o Arranjo *Co-rotate* e o *Counter-rotate* (YANAGIHARA; TORII, 1991b).

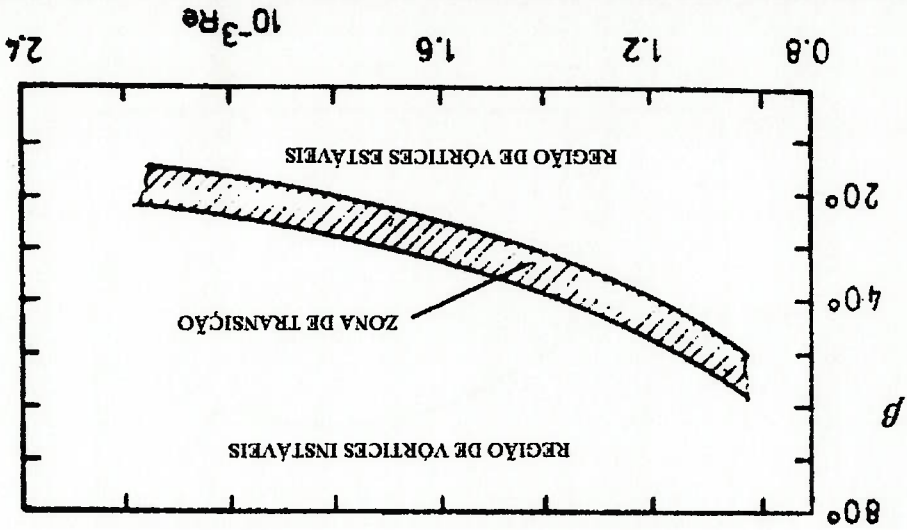


na fig. 2.28.

counter-rotate apresenta melhores resultados do que o *co-rotate*, como pode ser observado

Com relação à intensificação de calor propriamente dita, algumas observações interessantes foram realizadas. Notou-se que a intensificação, tanto local quanto global, cresce com o aumento do ângulo de ataque até cerca de 60° , quando então começa a decrescer. Além disso, observou-se que no limite ($\beta=90^\circ$) não ocorre a geração do vórtice longitudinal, e sim de uma esteira de vórtices de von Kármán. Entretanto, os autores não utilizaram uma quantidade de ângulos de ataque suficiente, de forma a permitir

Fig. 2.29 - Estabilidade do Vórtice Principal Gerado por uma Asa Delta (FIEBIG et al, 1991).



para baixos números de Reynolds.

Desta forma, determinaram um diagrama de estabilidade para os vórtices gerados por uma asa delta num canal formado por placas paralelas, sendo a estabilidade dos vórtices investigada em função do número de Reynolds (Re) e do ângulo de ataque (β), como pode ser observado na fig. 2.29. Nota-se através da figura que para Re_{β} ao redor de 1000, vórtices estáveis podem ser gerados para grandes ângulos de ataque. Esta é uma informação bastante interessante, na medida em que o presente estudo realizou simulações

vórtice principal, no qual baseou-se todo o estudo de estabilidade.

a identificação de um ângulo limite para a geração de vórtices longitudinais, o que seria

certamente uma investigação de interesse.

As investigações com relação à influência da razão de aspecto na intensificação mostraram

que este parâmetro tem um comportamento semelhante ao do ângulo de ataque, sendo que

o valor ótimo de Δ situa-se, para uma asa delta, entre 1,5 e 2,0 como mostra a fig. 2.30. É

importante ressaltar que os autores tiveram o cuidado de manter a área do gerador

constante, com a variação da razão de aspecto, de forma a não mascarar os resultados

obtidos.

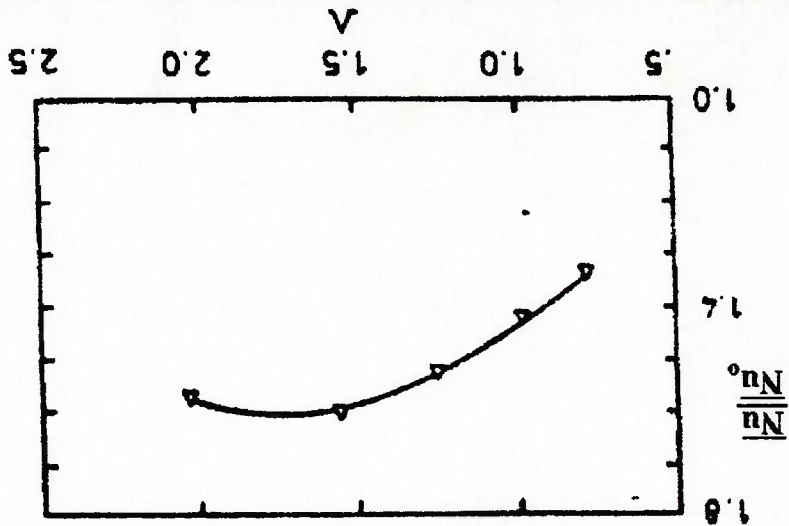


fig. 2.30 - Influência da Razão de Aspecto na Intensificação da Transferência de Calor (FIEBIG et al, 1991).

A comparação dos resultados obtidos para os quatro tipos de GVL's mostrou que em

termos de intensificação as asas deltas são as mais eficientes, seguidas de perto pelos pares

de meias asas delta. Já os geradores do tipo asa retangular são muito menos eficientes do

que os primeiros. A comparação foi realizada mantendo-se a mesma relação entre área de

troca de calor e área de gerador, o que parece ser uma forma correta de comparação na

medida em que o tamanho do gerador certamente influencia a transferência de calor.

BISWAS; CHATTOPADHYAY (1992) realizaram um estudo numérico da influência de GVL's na transferência de calor em canais formados por placas paralelas, também utilizando o software SOLA como BROCKMEIER et al (1989) e SANCHEZ et al (1990). Os resultados obtidos mostraram uma boa concordância quando comparados com os obtidos experimentalmente.

O estudo compreendeu simulações do escoamento e transferência de calor num canal formado por duas placas paralelas na faixa $500 \leq Re \leq 2000$ (número de Reynolds baseado na altura do canal), nas quais utilizaram-se geradores do tipo asa delta com razão de aspecto (Δ) igual a um. Um esquema do modelo computacional pode ser observado na fig. 3.31.

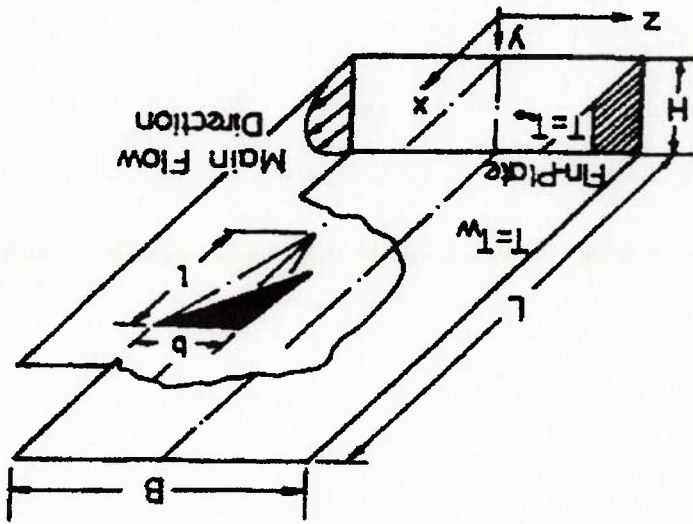


fig. 2.31 - Modelo Computacional utilizado por BISWAS; CHATTOPADHYAY (1992).

As condições de contorno utilizadas foram idênticas às de BROCKMEIER et al (1989), ou

seja:

- entrada do canal : temperatura uniforme e perfil de velocidades desenvolvido;

- saída do canal : segunda derivada de todas as variáveis na direção principal do

escoamento são nulas;

- paredes : temperatura constante e uniforme

- planos de simetria : fluxos de calor e massa nulos através da superfície.

Nos furos de estampagem utiliza-se uma condição de contorno cíclica para as pressões e velocidades. Um aspecto interessante deste estudo é a determinação do efeito do furo resultante da estampagem do GVL. BROCKMEIER et al (1989) consideraram este efeito em algumas de suas simulações, buscaram fazer um estudo comparativo entre o canal com e sem o furo. Como pode ser observado na fig. 2.32, a presença do furo de estampagem faz com que a intensificação seja significativamente menor. Nota-se que a presença do furo faz com que se perca uma região com altos coeficientes de película, localizada logo à montante do gerador a qual está relacionada com a presença do vórtice de canto observado por YANAGIHARA, TORII (1991a). Além disso, observou-se que o furo diminui a intensidade dos vórtices gerados, de tal forma que na região após o GVL o número de Nusselt médio na seção transversal é visivelmente menor do que no caso em que não se considera o furo. Com relação à influência do ângulo de ataque (β) na intensificação da transferência de calor e na perda de carga, os resultados obtidos estiveram de acordo com os estudos anteriormente apresentados, ou seja, a intensificação e a perda de carga crescem com o aumento do ângulo de ataque. Os resultados podem ser observados nas fig. 2.33 e 2.34.

Fig. 2.33 - Influência do Ângulo de Ataque na Transferência de Calor (BISWAS; CHATTOPADHYAY, 1992).

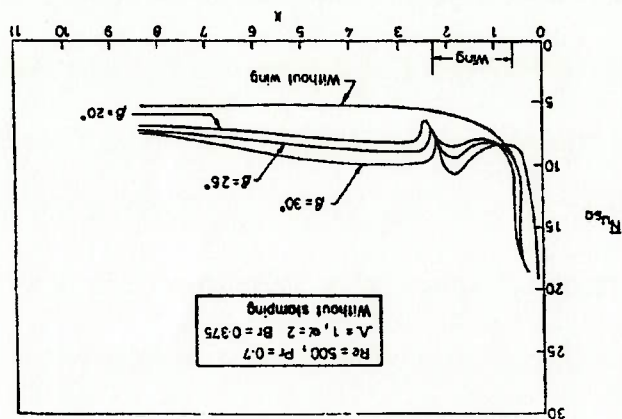
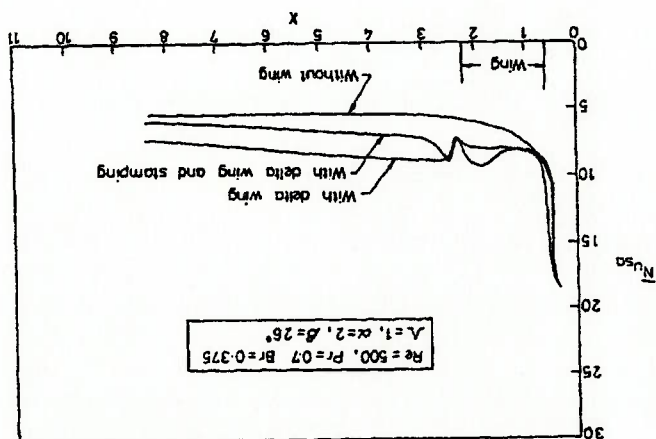
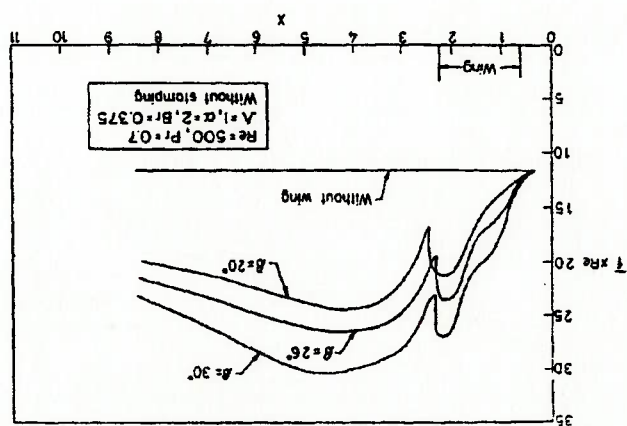


Fig. 2.32 - Efeito do Furo de Estampagem na Intensificação da Transferência de Calor (BISWAS; CHATTOPADHYAY, 1992).



A fim de dar credibilidade aos seus resultados, os autores procuraram minimizar a influência da malha simulando modelos com níveis de refinamento diferentes e comparando resultados até que a variação nos valores fosse mínima ($\pm 4\%$). Refinamentos além do nível utilizado se mostraram anti-econômicos em virtude do grande esforço computacional. Além disso, como foi dito anteriormente, os autores procuraram validar seus resultados através de comparação com dados experimentais, e verificou-se uma boa concordância entre os resultados como pode ser observado na fig. 2.35. Nota-se que na entrada do canal a discrepância entre os valores é mais acentuada, sendo que o valor experimental é maior do que os obtidos computacionalmente. Este fato tem relação com a condição de contorno que é aplicada na entrada do canal (perfil de velocidades desenvolvido), que certamente faz com que os coeficientes de película sejam menores do que o valor real.

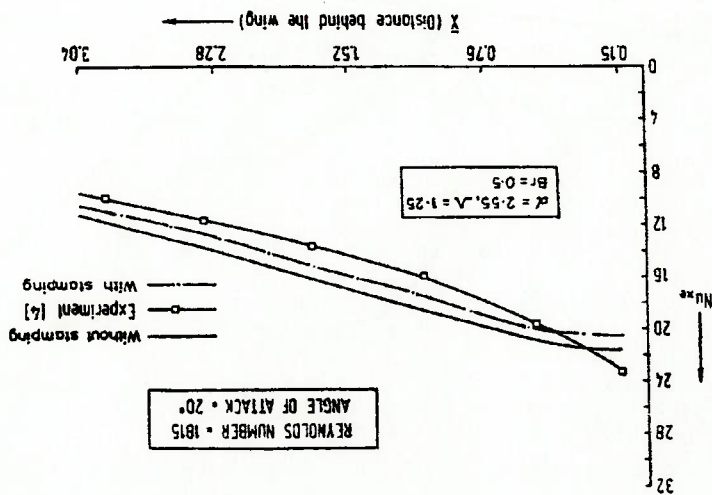
fig. 2.34 - Influência do Ângulo de Ataque na Perda de Carga (BISWAS; CHATTOPADHYAY, 1992).



TIGGELBECK et al (1993) realizaram investigação experimental da influência de duas fileiras de GVL's do tipo meia asa delta na transferência de calor e perda de carga para o escoamento em um canal formado por placas paralelas. Os experimentos foram realizados na faixa $2000 \leq Re \leq 8000$ (número de Reynolds baseado na altura do canal), sendo utilizados dois arranjos básicos para as fileiras de geradores: em linha e em quincôncio. Apesar do regime de escoamento neste caso ser turbulento, achou-se que a inclusão deste trabalho seria interessante em virtude das observações feitas.

Os GVL's foram estampados na parede do canal, com as estampas sendo realizadas no lado de pressão dos geradores (vide fig. 2.36). A este respeito, os autores citam a dissertação de mestrado de BROCKMEIER como referência, pois o mesmo investigou o assunto e chegou à conclusão de que esta é a melhor posição para o furo. Infelizmente, não foi possível ter acesso a este trabalho.

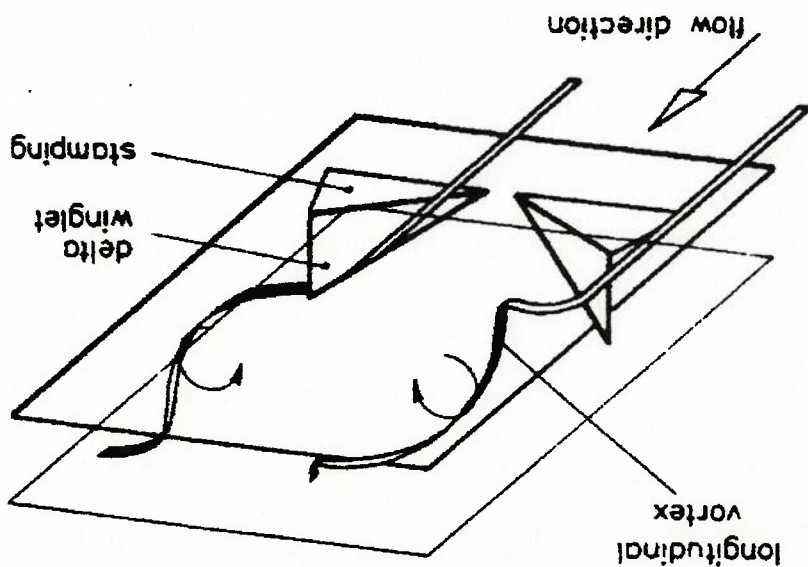
Fig. 2.35 - Comparação entre os Resultados de BISWAS; CHATTOPADHYAY (1992) e Dados Experimentais.



¹ Define-se como ângulo crítico o ângulo de ataque a partir do qual não há formação de vórtice longitudinal, e sim de uma esteira de vórtices de von Kármán.

Outro fato interessante a ser ressaltado é sobre o espaçamento entre as fileiras. TIGGELBECK estudou este parâmetro em sua tese de doutoramento, chegando à conclusão de que o espaçamento ótimo entre as fileiras situa-se em torno de sete vezes a altura do canal. Entenda-se como ótimo o espaçamento com o qual foram obtidos os maiores coeficientes de película, tanto locais quanto globais. As investigações consistiram em variar o ângulo de ataque dos GVL's, mantendo-se o mesmo ângulo de ataque nas duas fileiras. Observou-se uma redução no valor do ângulo crítico¹ para a segunda fileira. O valor do ângulo crítico para a segunda fileira de geradores ficou em torno de 55°, enquanto que para uma única fileira este valor é de cerca de 70°. Segundo os autores, a provável razão para o fato é a não-homogeneidade e o alto nível de

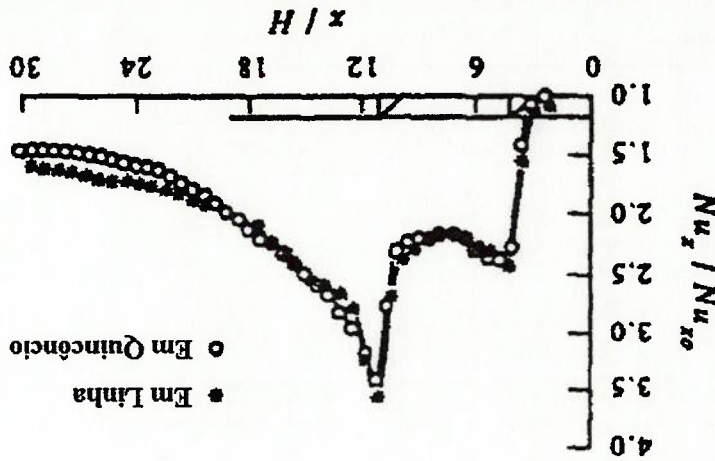
fig. 2.36 - Posição do Furo de Estampagem (TIGGELBECK et al, 1993).



ARRANJO ENSAIADO	LINHA	QUINCÔNCIO
	\overline{Nu}	19,5
	$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_0}$	1,6
	$C_f [10^{-2}]$	2,73
	C_f / C_{f0}	2,45
		2,29

Tabela 2.1 - Comparação entre os Arranjos Ensaçados por TIGGELBECK et al (1993).

fig. 2.37 - Intensificação ao Longo do Canal com duas Fileiras de GVL's (TIGGELBECK et al, 1993).



turbulência do escoamento logo à montante da segunda fileira de GVL's. Com relação à intensificação da transferência de calor, notou-se que a segunda fileira tem um desempenho superior ao da primeira, como pode ser observado na fig. 2.37. Na mesma figura, observa-se uma superioridade do arranjo em linha sobre o arranjo em quincôncio. Na Tabela 2.1 tem-se a comparação entre os dois arranjos em termos de valores globais. Nota-se que o arranjo em linha apresenta uma intensificação superior ao do quincôncio. Com relação à perda de carga no canal, o arranjo em quincôncio mostra-se superior na medida em que apresenta um valor menor de C_f / C_{f0} .

VALENCIA et al (1993) estudaram experimentalmente o desempenho, em termos de transferência de calor e perda de carga, de um canal formado por três fileiras de tubos aletados. O trabalho compreendeu a utilização de arranjos em linha e em quicôncio, os quais têm seus parâmetros geométricos apresentados na fig. 2.38. Os GVL's utilizados foram do tipo meia asa delta, os quais tinham ângulo de ataque $\beta=45^\circ$, razão de aspecto $A=1,0$, e altura (H) igual à altura do canal. A posição dos GVL's com relação ao tubo foi tomada de acordo com a posição ótima sugerida por FIEBIG et al (1990).

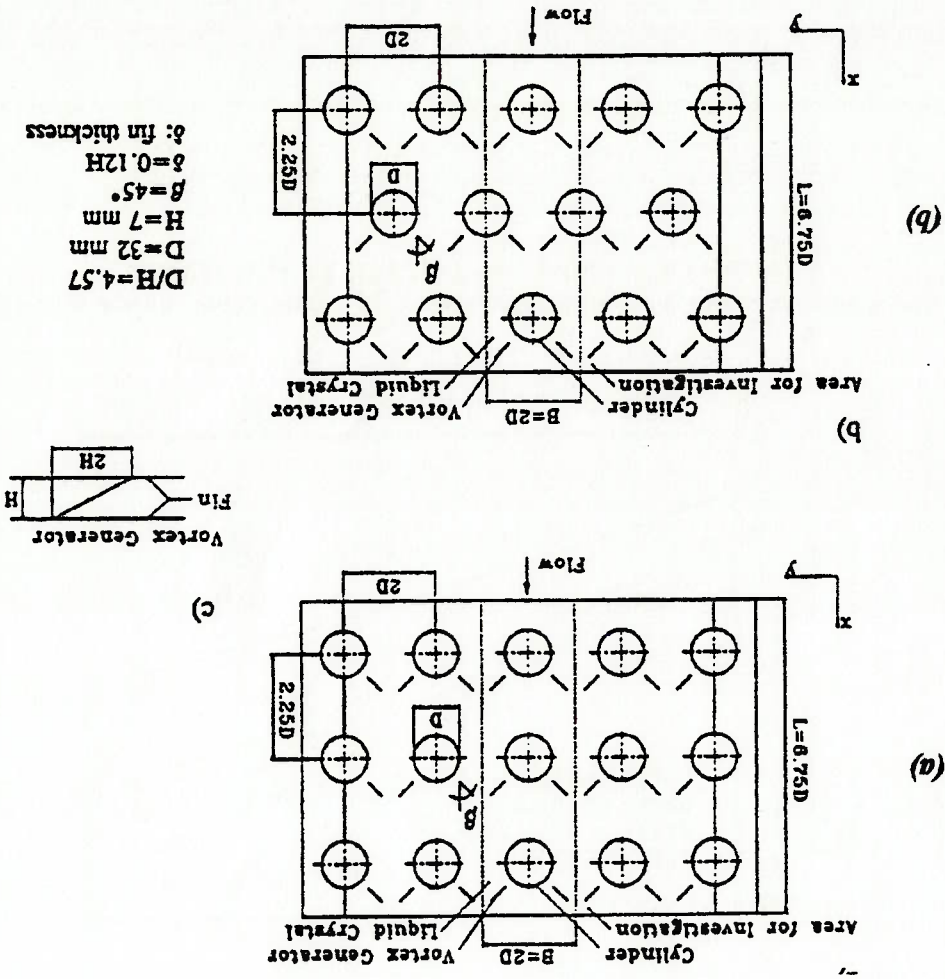


fig. 2.38 - Representação Esquemática dos Modelos Ensaiaados por VALENCIA et al (1993) : (a) Arranjo em Linha(b) Arranjo em Quicôncio.

No caso do arranjo em linha, observou-se que a utilização dos GVL's conseguiu elevar em até 63% a transferência de calor no canal, com um consequente aumento na perda de carga entre 20-44% na faixa de Reynolds ensaiada. Já para o arranjo em quincôncio foi obtida uma intensificação de 9% em termos globais, com um aumento de cerca de 3% na perda de carga.

Com relação à transferência de calor, notou-se que as duas superfícies intensificadas se equivalem para $Re < 1400$ (número de Reynolds baseado na altura do canal). Conforme se aumenta o número de Reynolds, o arranjo em linha tende a ter um melhor desempenho que

o arranjo em quincôncio, como pode ser observado na fig. 2.39.

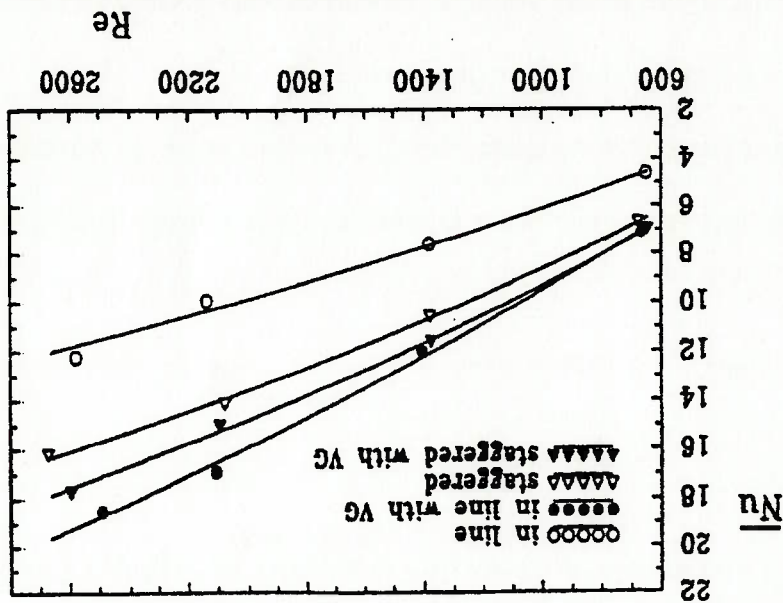


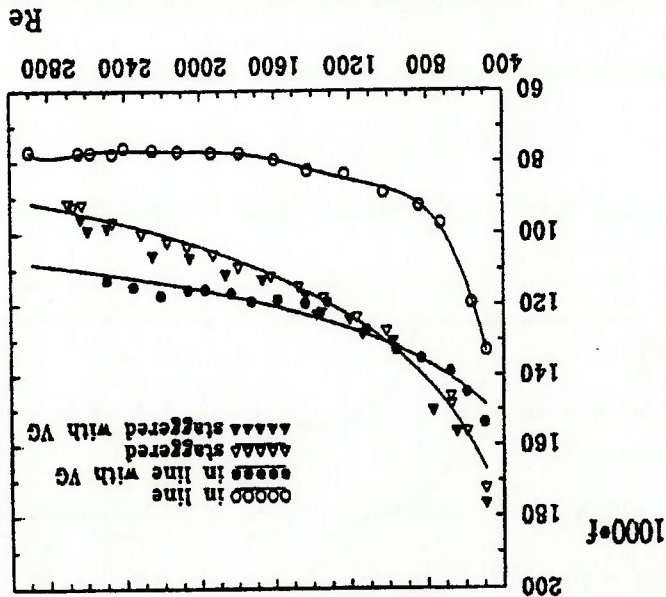
fig. 2.39 - Comparação do Coeficiente Global de Transferência de Calor entre os Arranjos Ensaados por VALENCIA et al (1993).

No entanto, quando o parâmetro de comparação é a perda de carga no canal, observa-se um comportamento um tanto diferente. Notou-se que para $Re < 1000$ (número de Reynolds baseado na altura do canal) a superfície intensificada com arranjo em linha tem sempre desempenho superior do que a com arranjo em quincôncio, com o comportamento se

Os resultados obtidos por VALENCIA et al (1993) mostram uma leve tendência para a utilização do arranjo em linha como configuração mais adequada para aplicação da técnica de geradores de vórtices. Além disso, comparando este trabalho com o de FIBRIG et al (1990) observa-se que não há um consenso com respeito à razão de aspecto dos geradores, sendo esta uma linha de investigação interessante.

BISWAS et al (1994) realizaram estudo a respeito da transferência de calor e estrutura do escoamento num canal formado por uma fileira de tubos aletados. O trabalho consistiu na simulação do escoamento num canal como o da fig. 2.41 para $Re=500$ e $Re=1000$ (número de Reynolds baseado na altura do canal), observando-se diferenças na estrutura do escoamento e no nível de intensificação para os dois casos.

Fig. 2.40 - Comparação da Perda de Carga entre os Arranjos Ensaaiados por VALENCIA et al (1993).



invertendo para $Re > 1000$, como pode ser observado na fig. 2.40.

O trabalho apresenta uma abordagem interessante com relação à malha utilizada. Sabe-se que a utilização de malhas cartesianas para a geometria em questão apresenta uma série de dificuldades. Neste caso, os autores optaram pela utilização de uma malha cartesiana na região longe do tubo combinada com uma malha polar sobre o mesmo, permitindo assim uma melhor descrição do escoamento e transferência de calor sobre o tubo, como mostra a fig. 2.42. Os autores, não mencionam se realizaram alguma investigação a fim de verificar a influência do refinamento da malha nos resultados obtidos.

- planos de simetria : fluxos de calor e massa nulos através da superfície;
- tubo, aletas e GVL's : parede com temperatura constante;

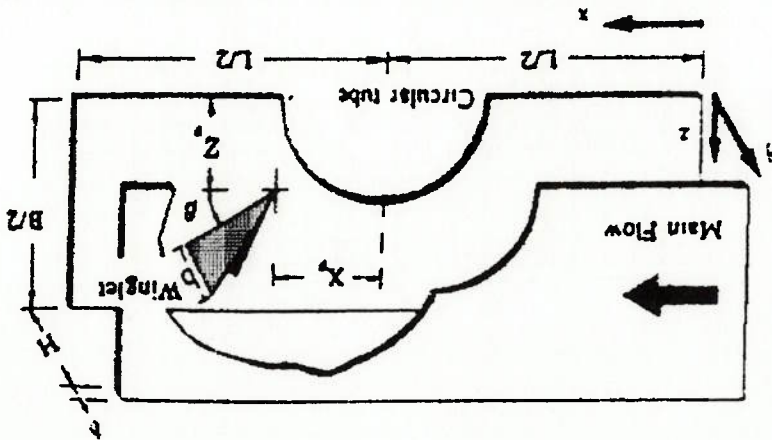
escoamento são nulas;

- saída do canal : segunda derivada de todas as variáveis na direção principal do
- entrada do canal : temperatura uniforme e perfil de velocidades desenvolvidos;

por outros autores, ou seja:

O método numérico utilizado é a mesma versão modificada do *Marker and Cell* (M.A.C.) utilizada pelo autor em 1992. As condições de contorno utilizadas são idênticas às utilizadas

Fig. 2.41 - Geometria do Canal Simulado por BISWAS et al (1994).

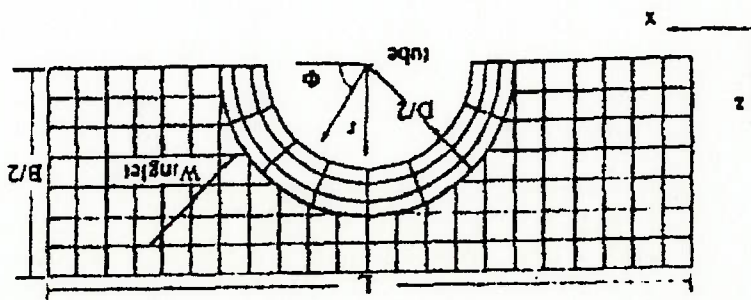


Os autores, no entanto, não mencionam nada a respeito da intensificação global no canal. Na fig. 2.43 observa-se que a colocação do par de GVL's o tipo meia asa delta à jusante do tubo produz uma intensificação local bastante alta, da ordem de 240% em algumas regiões longitudinais.

segundo os autores são resultantes da interação entre os vórtices ferradura e os vórtices entanto, para $Re=1000$ nota-se o aparecimento de oscilações de baixa frequência, que o escoamento se mantém em regime permanente, mesmo na região à jusante do tubo. No Com relação à estrutura do escoamento, os resultados obtidos mostram que para $Re=500$ permitir comparação com outros trabalhos.

(1993). Os autores infelizmente não mencionam a altura dos GVL's utilizados, a fim de de aspecto), colocados à jusante do tubo na mesma posição em que VALENCIA et al Utilizaram-se GVL's do tipo meia asa delta com $\beta=45^\circ$ (ângulo de ataque) e $\Lambda=0,75$ (razão

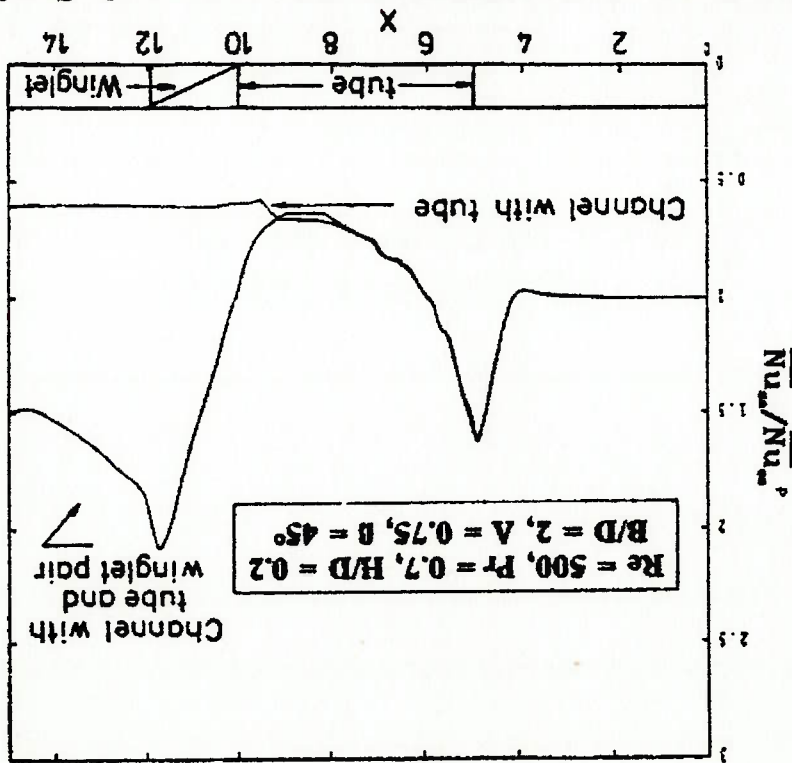
fig. 2.42 - Malha Computacional utilizada por BISWAS et al (1994).



Os autores novamente omitem informações, na medida em que não revelam a influência do par de GVL's na perda de carga do canal. Os mesmos simplesmente dizem que a utilização dos geradores reduz o tamanho da região de recirculação atrás do tubo; entretanto, não fica claro se a redução no arrasto causado pelo tubo chega a compensar o acréscimo de arrasto causado pela utilização dos GVL's. Fica portanto a dúvida se houve redução na perda de carga do canal, como ocorreu com FIEBIG et al (1990).

A fim de validar seus resultados, BISWAS et al (1994) compararam os mesmos com dados experimentais obtidos por VALENCIA em sua tese de doutoramento, comparação esta que pode ser observada na fig. 2.44. Observa-se uma certa discrepância entre os resultados principalmente na região do gerador, a qual apresenta desvios da ordem de 20% em alguns locais. Os autores atribuem a diferença a duas causas principais. A primeira seria que a

fig. 2.43 - Intensificação da Transferência de Calor ao Longo do Canal Tubo-Aleta (BISWAS et al, 1994).



intensidade dos vórtices no modelo computacional é maior do que no caso real (experimental). Já a segunda seria o fato de não ser considerada a condução de calor na aleta, o que tenderia a superestimar os coeficientes locais de transferência de calor como foi visto em SANCHEZ et al (1990).

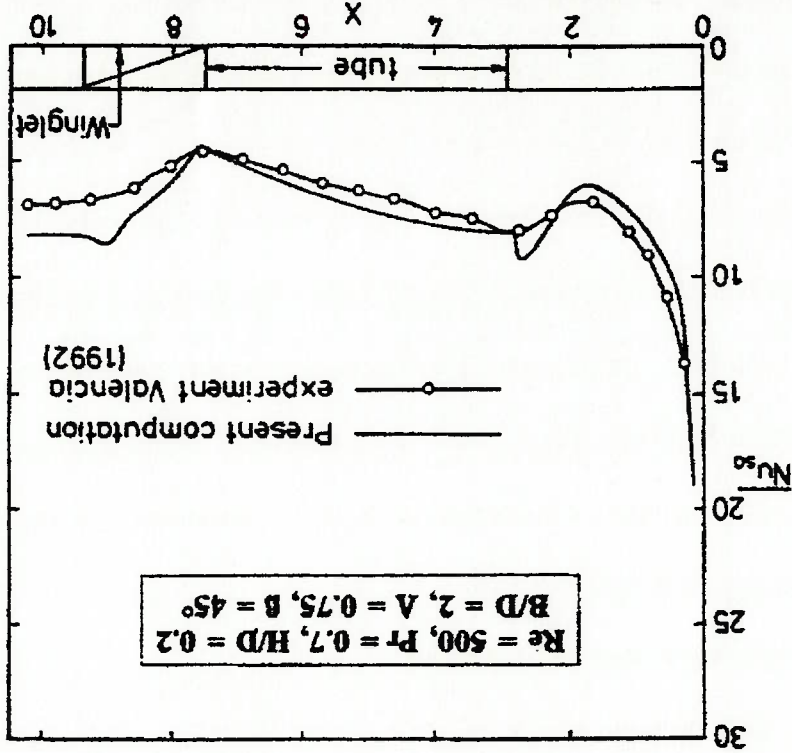


fig. 2.44 - Comparação dos Resultados obtidos por BISWAS et al (1994) com os Dados Experimentais de Valencia.

CAPÍTULO 3

MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

A solução de problemas envolvendo, às vezes simultaneamente, escoamento e processos de transferência de calor pode ser obtida fundamentalmente através de duas maneiras:

- utilização de métodos experimentais;

- utilização de métodos teóricos.

A utilização de métodos experimentais é uma poderosa ferramenta para a solução/investigação de problemas de interesse, uma vez que tratam o problema real quase sempre sem a formulação de hipóteses simplificadoras. Além disso, no caso em que não existe um modelo matemático definido para o fenômeno em questão é praticamente a única opção disponível. Entretanto, sua aplicação esbarra na maioria das vezes no grande custo de implementação/operação da bancada experimental, e às vezes até na total impossibilidade de construção da mesma (como no caso do estudo de processos de transferência de calor no interior de reatores nucleares).

Os métodos teóricos baseiam-se na obtenção de solução para um modelo matemático do problema físico em questão, e podem ser subdivididos em métodos analíticos e métodos numéricos. A grande diferença entre os métodos analíticos e os métodos teóricos está na complexidade da equação diferencial que cada um deles pode atacar. A utilização de métodos analíticos normalmente implica numa série de hipóteses simplificadoras, as quais acabam muitas vezes afastando demasiadamente o modelo matemático do problema físico. A vantagem da utilização deste tipo de método reside no fato de obter-se uma solução na forma fechada.

Já os métodos numéricos, uma vez que praticamente não impõem restrição ao tipo de equação diferencial que pode ser resolvida, permitem a obtenção de soluções de problemas muito mais complexos, e com baixo custo. Além disso, quando comparados com métodos analíticos, os métodos numéricos permitem a análise em configurações geométricas muito mais complexas. Entretanto, é importante lembrar que os mesmos apresentam uma solução aproximada para o modelo matemático do problema em questão, e portanto a solução obtida por este método precisa ser devidamente validada em virtude de possíveis desvios da solução, em relação ao problema real, decorrentes de limitações na modelagem matemática do problema ou mesmo de erros intrínsecos ao método numérico utilizado.

No caso do problema estudado, a utilização de métodos analíticos foi totalmente descartada em virtude da complexidade geométrica, e principalmente do grande interesse existente numa análise local para uma melhor compreensão do fenômeno (visualização de campos de velocidade, distribuição de coeficientes de película etc.). Desta forma, há somente duas formas de atacar o problema, ou seja, utilizar o método experimental ou o método numérico. Ambos tiveram suas vantagens e desvantagens brevemente apresentadas anteriormente.

Como optou-se pela utilização de uma abordagem numérica para o problema, o objetivo deste capítulo será apresentar o método numérico no qual é baseada a ferramenta utilizada durante os estudos, o método dos volumes finitos. Uma vez que o objetivo principal é descrever o método numérico, não será feita nenhuma menção à dedução das equações básicas, sendo que as mesmas podem ser encontradas em qualquer bom livro de mecânica dos fluidos e/ou transferência de calor. Desta forma, será feita uma breve descrição de como as equações de conservação são discretizadas, do processo iterativo necessário para a solução numérica de um problema, e dos aspectos relacionados com a utilização de sistemas

de coordenadas generalizadas.

3.1. EQUAÇÕES BÁSICAS

Como foi dito anteriormente, a obtenção de uma solução para um problema físico através

de métodos numéricos requer a existência de um modelo matemático para o problema em questão. Modelo este que normalmente consiste num conjunto de equações diferenciais, as

quais expressam princípios de conservação das grandezas relacionadas com o fenómeno num volume de controle infinitesimal, juntamente com relações constitutivas e condições

de contorno. Assim sendo, o estudo de problemas de transferência de calor por convecção implica na realização de balanços para três grandezas : massa, quantidade de movimento e

energia térmica, as quais terão suas equações de conservação apresentadas a seguir. A equação de conservação de quantidade de movimento para um volume de controle

diferencial, admitindo-se fluido Newtoniano, pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \text{div}(\rho u_j u_i) - \text{div}(\mu \nabla u_i) - \frac{\partial p}{\partial x} + B_x + V_x \quad (3.1)$$

onde, B_i é a soma de forças de campo por unidade de volume na direção i

V_i é a soma de termos viscosos além do termo 3

p é a pressão

ρ é a massa específica do fluido

u_i é a velocidade do fluido na direção i

u_j é a velocidade do fluido na direção j

equações algébricas, de forma a aproximar a solução exata do conjunto de equações. Assim, o processo de discretização consiste em substituir as equações diferenciais por discretas para que o problema possa ser resolvido numericamente.

infinito de pontos de cálculo, ou seja, é necessário que o espaço seja dividido em porções problema requer uma discretização do espaço uma vez que não se pode ter um número numa distribuição contínua das grandezas relevantes. Entretanto, a solução numérica de um hipótese de meio contínuo, e portanto a solução exata deste conjunto de equações consiste As equações acima relacionadas expressam princípios de conservação que supõem a

3.2. DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS

$$(3.3) \quad \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (p u_i) = 0$$

continuidade, na forma diferencial:

E finalmente se tem a equação de conservação da massa, também chamada de equação da

S é o termo das fontes de energia térmica no volume de controle

onde, h é a entalpia do fluido

$$(3.2) \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j h) - \frac{\partial}{\partial x_j} (k \nabla h) + S$$

viscosa, para um volume de controle diferencial pode ser escrita:

Da mesma forma, a equação de balanço de energia térmica, desprezando-se a dissipação

fontes (ou sorvedouros). O processo de discretização das equações diferenciais pode ser realizado de várias maneiras. Uma delas é aproximar as derivadas das equações diferenciais através da utilização de séries de Taylor, sendo esta muito utilizada no método de diferenças finitas. Já no método dos volumes finitos, as equações discretizadas são obtidas de uma maneira um pouco diferente. A ideia básica do método é dividir o domínio em pequenos volumes de controle e integrar as equações de conservação para cada um destes volumes. Para que as integrais possam ser

Analizando a equação (3.4) acima pode-se distinguir a influência de cada termo no balanço da grandeza ϕ para um volume de controle. O primeiro termo indica a taxa de variação local da grandeza ϕ , sendo portanto nulo quando se tem um fenômeno ocorrendo em regime permanente. O segundo termo indica a taxa de variação de ϕ devido a processos convectivos. O terceiro termo indica a taxa de variação de ϕ devido a processos difusivos. E finalmente, o quarto e último termo mede a taxa de variação de ϕ devido a existência de

Γ é o coeficiente de difusão da grandeza considerada

S é uma fonte / sumidouro

onde, ϕ é a uma grandeza física

$$(3.4) \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \text{div}(\rho \mathbf{u} \phi) - \text{div}(\Gamma \nabla \phi) + S$$

podem ser escritas numa forma geral :

Comparando as equações anteriores, nota-se que as mesmas tem forma bastante similar, e fenômeno.

diferenciais por um conjunto de valores discretos, o qual é solução aproximada do

avaliadas admite-se uma função interpolação que descreva a variação de ϕ entre dois pontos de cálculo (nós). As equações diferenciais obtidas desta maneira expressam o princípio de conservação de ϕ para volume de controle finito, da mesma forma que a equação diferencial expressa este princípio de conservação para um volume de controle infinitesimal.

Como exemplo do método de discretização das equações diferenciais que é empregado no método dos volumes finitos, considere-se um problema de condução unidimensional em regime permanente, o qual é governado pela seguinte equação diferencial:

$$(3.5) \quad \frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) + S = 0$$

onde k é a condutividade térmica, T é a temperatura, e S é a taxa de geração de calor por unidade de volume.

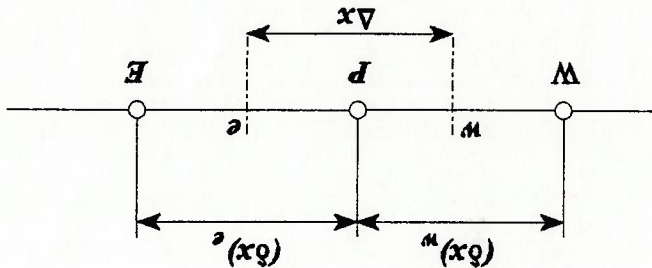


fig. 3.1 - Discretização das Equações Diferenciais.

Para obter as equações discretizadas, toma-se o nó P (vide figura) como referência, o qual tem como vizinhos os nós E e W. As linhas pontilhadas indicam a posição das faces do volume de controle e as letras "e" e "w" indicam estas faces. Para o problema unidimensional em questão, assume-se que o volume de controle tem comprimento unitário nas direções y e z. Integrando a equação 3.5 no volume de controle que tem o nó P

como centro tem-se:

$$(3.6) \quad \int_e^w S dx - 0 = \left(k \frac{dx}{dT} \right)_e - \left(k \frac{dx}{dT} \right)_w + \int_e^w S dx - 0$$

Deve-se adotar uma função interpolação para avaliar os termos da equação acima. A forma mais simples de se fazer isso é utilizar uma interpolação linear entre os nós, de tal forma que a equação de conservação discretizada ficaria

$$(3.7) \quad k_e (T_E - T^p) - k_w (T^w - T^p) - k_w (T^p - T^w) + \bar{S} \Delta x - 0$$

onde \bar{S} é o valor médio de S no volume de controle. A equação pode ser reescrita na seguinte forma:

$$(3.8) \quad a^p T^p - a^w T^w + a^E T^E + b$$

onde

$$\begin{aligned} a^E &= \frac{k_e (dx)_e}{\Delta x} \\ a^w &= \frac{k_w (dx)_w}{\Delta x} \\ a^p &= a^E + a^w \\ b &= \bar{S} \Delta x \end{aligned}$$

Pode-se mostrar que a equação discretizada na forma da equação 3.8 pode ser generalizada para duas ou três dimensões, tomando a seguinte forma geral:

$$(3.9) \quad \sum a^p \Phi^p - \sum a^w \Phi^w + b$$

onde o subscrito "nb" indica os termos relacionados com o valor da grandeza ϕ nos nós

vizinhos.

Deve-se ressaltar que a função interpolação adotada para representar a variação da grandeza ϕ entre os nós pode ter qualquer forma, podendo ser um polinômio de grau dois ou três caso seja necessário. Além disso, mesmo numa mesma equação de conservação os termos que representam processos diferentes não precisam necessariamente ter uma mesma função interpolação, ou seja, o termo difusivo pode ter uma função interpolação diferente do utilizado no termo convectivo, o que normalmente é conveniente.

3.3. PROCESSO ITERATIVO DE CÁLCULO

A solução dos sistemas de equações algébricas resultante da discretização das equações diferenciais parece à primeira vista relativamente simples, existindo uma grande variedade de métodos que poderiam *a priori* serem aplicados. Na prática, o problema muitas vezes não é assim tão simples, pois a resolução simultânea dos sistemas de equações é na grande maioria das vezes impraticável em virtude da quantidade enorme de memória que seria necessária para armazenar os dados.

Uma vez que a solução simultânea dos sistemas de equações é inviável, a alternativa que resta é resolver os sistemas lineares um a um (solução segregada). Entretanto, a opção pela solução segregada acaba trazendo à tona o problema do acoplamento entre as variáveis. Os casos mais complicados são os de escoamentos incompressíveis¹ e escoamentos onde a

¹ Considera-se compressível, do ponto de vista numérico, apenas escoamentos em que p varia fortemente com a pressão.

densidade não varia fortemente com a pressão, nos quais o acoplamento entre pressão e velocidade dificulta a solução do problema. Isto acontece porque a pressão não possui uma equação evolutiva, pois sua influência aparece através de seu gradiente nas equações de Navier-Stokes, e portanto a dificuldade reside em extrair p das equações de conservação de quantidade de movimento de forma que as velocidades obtidas satisficam a equação da continuidade.

Assim, o procedimento para a solução do sistema de equações algébricas num problema de transferência de calor por convecção consiste em :

1. Fornecer valores iniciais para as variáveis dependentes

2. Calcular T , utilizando a equação da energia

3. Calcular p , utilizando $p = p(T)$.

4. Calcular p .

5. Calcular as componentes de velocidade, utilizando as equações de conservação

de quantidade de movimento.

6. Verificar se o campo de velocidades obtido obedece a equação da continuidade.

Caso isto não aconteça, deve-se voltar ao passo 4 para que a pressão seja recalculada.

Repete-se os passos 4, 5 e 6 até que o campo de velocidades obedeça a equação da

continuidade e as equações de conservação de quantidade de movimento.

7. Como o campo de temperatura depende do campo de velocidade, deve-se voltar

ao passo 2 e repetir o processo até que se atinja a convergência.

No caso em que p não varia com a temperatura (e nem com a pressão) pode-se desacoplar

o problema, resolvendo primeiro o problema do escoamento. Depois, com o campo de

velocidade obtido, resolve-se a equação da energia a fim de obter o campo de temperaturas

correspondente.

É fácil notar que o processo chave no algoritmo de solução é a determinação do campo de pressão (passo 4). Existe uma grande variedade de algoritmos, os quais diferem fundamentalmente na forma em que se obtém o campo de pressão, tais como *SIMPLE*, *SIMPLER*, *PRIME* etc. A seguir será apresentado um exemplo.

3.3.1. O ALGORITMO *SIMPLE*

Um exemplo de algoritmo de solução segregada do sistema de equações é o clássico *SIMPLE* (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) apresentado por PATANKAR; SPALDING (1972). O algoritmo consiste basicamente dos seguintes passos:

1. Dar uma estimativa p^* para o campo de pressão.
2. Calcular os coeficientes a' s das equações de quantidade de movimento.
3. Resolver as equações de conservação de quantidade de movimento com o campo p^* , de forma a obter um campo de velocidades u^* , v^* e w^* .
4. Calcular uma correção p' para o campo de pressão, através da equação de continuidade.
5. Calcular o campo de pressão p somando-se a estimativa inicial p^* com a correção

p' :

$$d' + d - d$$

Durante a descrição do método utilizou-se o sistema de coordenadas cartesianas, em virtude de sua simplicidade, mas sabe-se que este sistema é bastante limitado quando pretende-se estudar problemas com geometria irregular, como a maioria dos problemas reais. A utilização de malhas cartesianas em problemas com geometrias irregulares implica em ter-se o tratamento das condições de contorno extremamente dependente do problema em algumas regiões, o que dificulta bastante a generalização do método numérico.

3.4. SISTEMAS DE COORDENADAS ADAPTADAS ÀS FRONTIERAS DO ESCOAMENTO (BOUNDARY-FITTED COORDINATES)

7. Resolver equações para os outros ϕ 's
8. Tomar o campo de pressão p como nova estimativa p^* , retornar ao passo 2 e repetir o processo até que seja obtida a convergência.

$$w_n = w_n^* + \frac{p}{A_n} (d \cdot d \cdot d \cdot H)$$

$$v_n = v_n^* + \frac{p}{A_n} (d \cdot d \cdot d \cdot K)$$

$$u_n = u_n^* + \frac{p}{A_n} (d \cdot d \cdot d \cdot Z)$$

6. Calcular u , v , e w através das relações:

com geometria arbitrária:

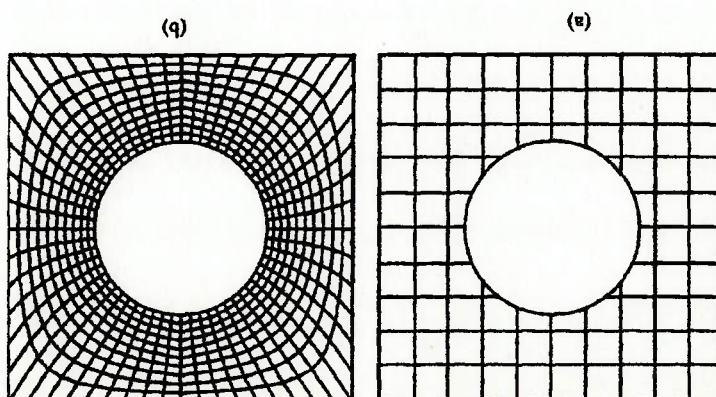
- Dificuldade na solução deste tipo de problema utilizando sistemas de coordenadas convencionais, especialmente no tratamento das condições de contorno;

- Possibilidade de se orientar a malha de acordo com a direção do escoamento, refinamento local em regiões de grandes gradientes, reduzindo-se assim o número de volumes necessário para a obtenção da solução numérica.

- Possibilidade de utilização de malhas adaptativas, nas quais pode-se realizar um refinamento local em regiões de grandes gradientes, reduzindo-se assim o número de volumes necessário para a obtenção da solução numérica.

A utilização de sistemas de coordenadas adaptadas às fronteiras do escoamento, também denominado *Boundary-Fitted Coordinates* (BFC), permite uma maior flexibilidade na aplicação do método em problemas reais, os quais tem na grande maioria das vezes geometria irregular (vide figura 3.2). Isto se deve ao fato da malha ser coincidente com as fronteiras do problema, facilitando o tratamento das condições de contorno. Desta forma, destacam-se algumas razões para a utilização de coordenadas generalizadas em problemas com geometria arbitrária:

fig. 3.2 - Tipos de Malha : (a) Malha Cartesiana; (b) Malha BFC (Maliska, 1995).



Em contrapartida, sabe-se que um modelo com este tipo de malha necessita de uma quantidade maior de memória do que um modelo com malha convencional que tenha o mesmo número de volumes. Isto se deve ao fato de que as dimensões geométricas dos volumes podem variar, necessitando portanto serem armazenadas uma a uma.

Dentro dos sistemas de coordenadas generalizados pode-se distinguir dois tipos de malhas: as estruturadas e as não estruturadas. Define-se como malha estruturada aquela que pode ser obtida através de um sistema de coordenadas, de forma que cada um dos volumes internos possui o mesmo número de vizinhos, como pode-se observar na fig. 3.3(a). Na fig. 3.3(b) tem-se um exemplo de malha não estruturada.

Existem vantagens e desvantagens na utilização de cada um dos tipos de discretização. As malhas estruturadas apresentam uma série de vantagens em termos de implementação, em virtude da facilidade de ordenação dos elementos, o que já não acontece com as malhas não-estruturadas. Entretanto, malhas não-estruturadas são mais versáteis, permitindo um melhor refinamento local e melhor adaptação a geometrias que sejam muito complexas na medida em que os volumes internos não necessitam ter o mesmo número de vizinhos.

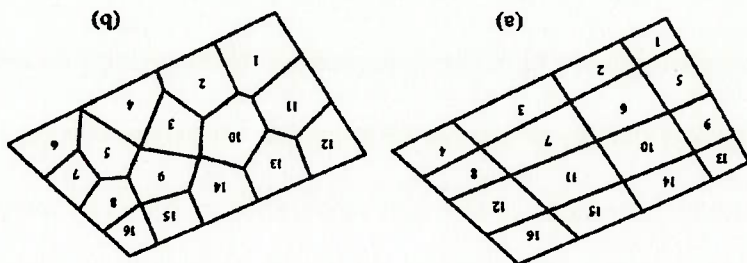


fig. 3.3 - (a) Malha Estruturada; (b) Malha Não-Estruturada (Maliska, 1995).

3.4.1. INFLUÊNCIA DA ORTOGONALIDADE DO VOLUMES NA CONVERGÊNCIA DO SISTEMA DE EQUAÇÕES.

Na medida em que a ferramenta computacional que será utilizada durante os estudos utiliza-se de sistemas de coordenadas generalizados com discretização estruturada, achou-se por bem apresentar aqui alguns aspectos relevantes para uma boa utilização deste tipo de recurso. Neste tipo de discretização um aspecto importante a ser considerado é a ortogonalidade do sistema de coordenadas.

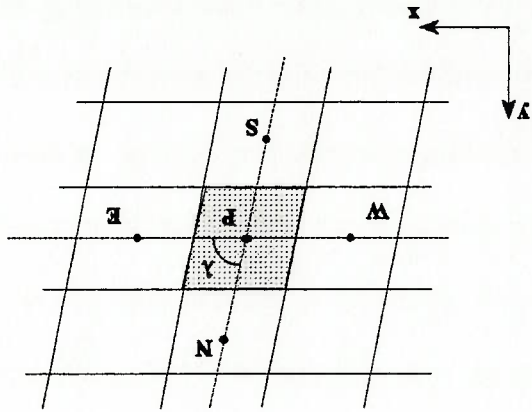


fig. 3.4 - Ortogonalidade do Sistema de Coordenadas.

A grande vantagem do sistema ortogonal está na aplicação das condições de contorno que envolvem a derivada normal da função na fronteira. Neste caso, a derivada normal da função é relacionada a apenas uma das coordenadas, simplificando consideravelmente o processo. Além disso, o fato do sistema de coordenadas ser ortogonal permite a eliminação de vários termos da equação diferencial, resultando numa equação mais simples de ser discretizada e implementada computacionalmente. No entanto, sabe-se que é difícil a geração de malhas ortogonais, principalmente em problemas tridimensionais. Assim sendo,

a maioria dos códigos computacionais leva em conta a não-ortogonalidade do sistema de coordenadas nas suas equações de conservação.

A questão da ortogonalidade acaba tornando importante quando considera-se o acoplamento pressão-velocidade. Tome-se como exemplo o algoritmo *SIMPLE* apresentado anteriormente. A não-ortogonalidade faz com que a equação de correção de pressão, utilizada para obtenção do campo p' , torne-se muito mais complexa (vide PERIC, 1990). Neste caso, há dois caminhos a seguir. O primeiro é considerar todos os termos adicionais que aparecem em virtude da não-ortogonalidade, o que é adotado somente em meios acadêmicos em virtude do altíssimo esforço computacional em alguns casos. O segundo caminho é trabalhar com uma equação de correção de pressão simplificada, na qual não se consideram os termos extras (ou desprezam-se apenas alguns deles), caminho este seguido pelos códigos comerciais em virtude do menor esforço computacional.

Assim, como a maioria dos códigos computacionais faz uso de uma equação de correção de pressão simplificada, a não-ortogonalidade acaba tornando-se um aspecto importante a ser considerado. No entanto, é importante frisar, que a exclusão destes termos não implica na obtenção de uma solução de menor qualidade, uma vez que a equação de correção de pressão tem como papel corrigir o campo de pressão p^* (vide item 3.3.1 deste capítulo), correção essa que torna-se nula quando atingida a convergência. No entanto, a combinação de alta não-ortogonalidade com a utilização de equação de correção simplificada acaba implicando em dificuldades na convergência, e em alguns casos leva o sistema a divergir, em virtude de não se levar em conta os referidos termos adicionais, como mostra o estudo realizado por PERIC (1990). Neste estudo, o autor realiza uma série de comparações entre códigos computacionais utilizando equação de correção de pressão nas formas completa e simplificada chegando a algumas conclusões interessantes:

1. Se a malha computacional não apresenta não-ortogonalidade muito severa ($45^\circ \leq \lambda \leq 135^\circ$, vide fig. 3.4), é computacionalmente mais eficiente trabalhar com a equação de correção da pressão na sua forma simplificada, pois necessita-se de menos memória e tempo de processamento.

2. Caso a malha tenha regiões com alta não-ortogonalidade ($45^\circ < \lambda$ ou $\lambda > 135^\circ$), faz-se necessário o uso da equação de correção da pressão na sua forma completa, pois a forma simplificada apresentará uma taxa de convergência muita baixa ou até mesmo não irá convergir.

Assim, na medida em que PERIC (1990) diz ser impraticável a utilização da equação de correção na sua forma completa para problemas tridimensionais e que os códigos computacionais comerciais sempre utilizam a forma simplificada da equação de correção, torna-se bastante importante levar em conta o nível de ortogonalidade no momento da geração da malha. Desta forma, a recomendação geral é sempre procurar gerar o sistema de coordenadas com o menor nível de não-ortogonalidade possível, a fim de se evitar os problemas citados.

CAPÍTULO 4

MODELAGEM DO SISTEMA TÉRMICO

Neste capítulo são enfocados os aspectos relacionados com a modelagem física do fenómeno que foi estudado. Para tanto, as hipóteses simplificadoras que foram adotadas são discutidas em termos dos conhecimentos que se tem a respeito do fenómeno e das limitações em termos de equipamento a que se está submetido, citando-se possíveis discrepâncias com o caso real resultantes destas hipóteses.

4.1. MODELO FÍSICO

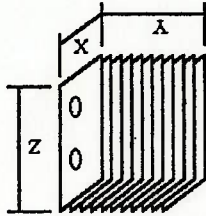
A fim de se determinar as características geométricas do sistema térmico que serviu como objeto de estudo, tomou-se um evaporador da linha de condicionadores de ar da MULTIBRAS S.A., o qual tem suas características apresentadas na tabela 4.1.

Para efeito de modelagem do sistema, consideram-se aqui as definições apresentadas em KAYS; LONDON (1984). Desta forma, o diâmetro hidráulico da passagem fica definido da seguinte maneira :

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{A_p \cdot L}$$

onde A_p , A_c e L são respectivamente área mínima livre de escoamento, área de troca de calor correspondente e comprimento característico do trocador, os quais podem ser visualizados

fig. 4.1 - Geometria do Evaporador da MULTIBRÁS S.A..



SÍMBOLO	DENOMINAÇÃO	UNIDADES	VALOR
\dot{V}	Vazão de ar	[m ³ / s]	0,090
Z	Altura	[mm]	280
Y	Largura	[mm]	248
X	Comprimento	[mm]	39
S_L	Espacamento Longitudinal entre Tubos	[mm]	19,5
S_T	Espacamento Transversal entre Tubos	[mm]	26
D	Diâmetro do Tubo	[mm]	9
e	Espessura de Aleta	[mm]	0,127
E	Espacamento entre Aletas	[mm]	1,8

Tabela 4.1 - Características do Evaporador da MULTIBRÁS S.A.

na fig 4.2.

$$Re = \frac{w_{max} \cdot D_h}{\nu}$$

seguinte forma

O número de Reynolds, também segundo KAYS; LONDON (1984), é definido da

$$Pr = 0,7$$

$$\nu = 1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

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

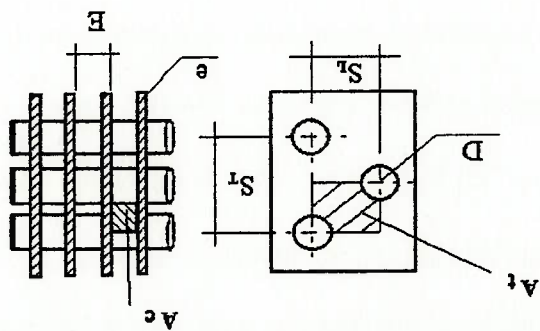
$$c_p = 1,005 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ\text{C}$$

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

ar¹ a uma temperatura média de 15°C.

Tomando-se os dados do evaporador em questão chega-se ao diâmetro hidráulico $D_h = 2,4 \text{ mm}$. Com o intuito de avaliar o regime de escoamento em que o trocador está operando e sabendo que o ar será resfriado no evaporador, tomam-se as propriedades do

fig. 4.2 - Dimensões da Aleta Original.



onde w_{max} é a velocidade média na seção mínima de escoamento. Desta forma, utilizando os valores apresentados anteriormente chega-se a $Re=340$, e portanto pode-se considerar o regime de escoamento no trocador como laminar.

O modelo de aleta utilizado no referido trocador já apresenta uma série de técnicas de intensificação de transferência de calor aplicadas à sua geometria, tais como venezianas, corrugações longitudinais e corrugações transversais. Entretanto, como o interesse principal deste trabalho é o de avaliar a influência de GVL's na transferência de calor e perda de carga, o modelo físico considerado foi constituído de aletas lisas, nas quais foram posteriormente colocados os GVL's, tomando-se apenas as dimensões da aleta original como referência.

O evaporador tomado como referência possui duas fileiras de tubos; no entanto, a fim de simplificar o estudo, o modelo físico consistiu de uma fileira de tubos alçados com a geometria definida a partir das dimensões originais. Desta forma, chegou-se à geometria básica apresentada na fig 4.3.

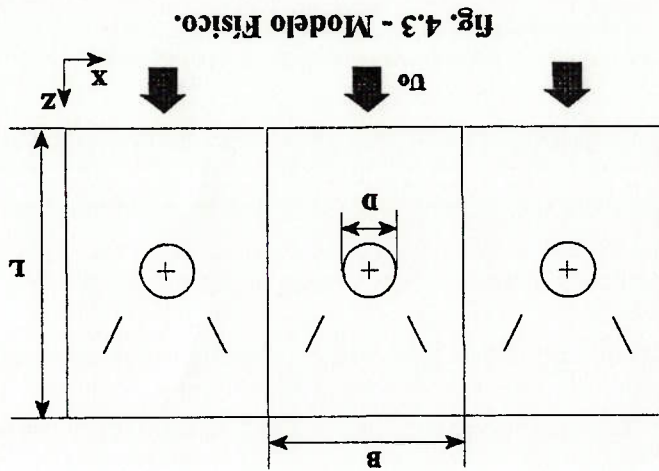


fig. 4.3 - Modelo Físico.

A hipótese de escoamento em regime permanente pode parecer "bastante forte" à primeira vista, na medida em que se tem o escoamento sobre um corpo rombudo (tubo) e haveria portanto a possibilidade de emissão de vórtices, com a formação de um escoamento periódico à jusante do tubo. No entanto, duas condições contribuem para que esta hipótese seja razoável. Em primeiro lugar, como tem-se um escoamento confinado num canal que tem altura muito menor do que o diâmetro do tubo, é razoável admitir que os efeitos de parede devido à presença das aletas minimizem as instabilidades que seriam responsáveis pelo fenômeno de emissão de vórtices, de forma que se tenha emissão de vórtices somente a partir de um número de Reynolds que seja bem maior do que 40 (lembrando para $Re_D > 40$ tem-se emissão de vórtices no escoamento sobre um tubo, vide ZUKAUSKAS (1972)). Além disso, o baixo número de Reynolds, combinado com a afirmação anterior, permite afirmar que nesta condição de operação a hipótese de formação de uma região de recirculação estável, localizada à jusante do tubo, é bastante razoável e não trará prejuízos

- Efeitos de forças de campo desprezíveis.

- Tubos e aletas com temperatura constante e uniforme;

- Propriedades físicas constantes;

velocidade se desenvolvendo;

- Escoamento laminar em regime permanente, com perfis de temperatura e

Adotaram-se as seguintes hipóteses simplificadoras para o modelo físico :

$E = 0,2 D$ (espaçamento entre aletas)

$L = 2,17 D$

$B = 2,89 D$

As dimensões do modelo físico são as seguintes :

aos resultados.

Uma vez que o fluido escoando no interior dos tubos do evaporador está em estado saturado, tendo portanto temperatura constante, e o material do tubo tem alta condutividade térmica, é razoável admitir-se que a temperatura do tubo se mantenha uniforme ao longo da superfície do mesmo.

Já no caso das aletas, a hipótese de temperatura uniforme implica em uma aleta com eficiência 100% (aleta ideal), o que na prática resultará na obtenção de valores locais de coeficiente de película maiores do que o real principalmente nas regiões cujo fluxo de calor é alto, como foi visto na revisão do trabalho de SANCHEZ et al (1990).

A hipótese de admitir propriedades de transporte constante certamente não causa discrepância significativa entre o modelo considerado e o caso real, sendo portanto adotada a fim de simplificar o problema.

5.2. MODELO COMPUTACIONAL

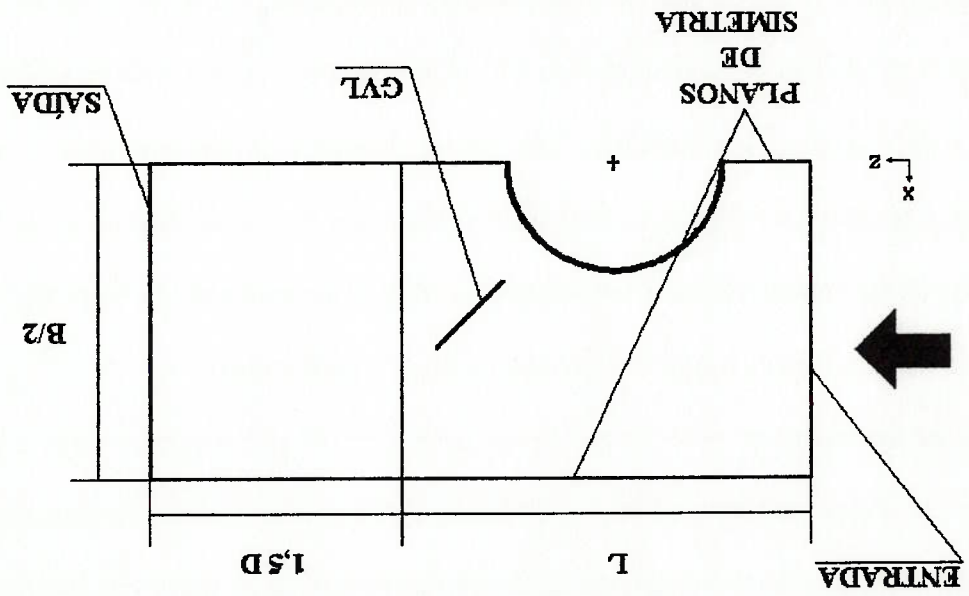
A fim de analisar o escoamento no interior da passagem, considerou-se o modelo computacional indicado na fig.4.4. Procurou-se aproveitar a simetria do problema a fim de reduzir a quantidade de dados a ser armazenada e o esforço computacional necessário para a obtenção da solução. As condições de contorno adotadas foram as seguintes:

1. Entrada do canal : Perfis de velocidade e temperatura uniformes.
2. Saída do canal : Pressão uniforme e fluxos difusivos na direção principal do escoamento nulos.
3. Paredes do canal (aletas, tubo e geradores de vórtices) : Condição de aderência

Adota-se a simetria na linha de centro do canal como forma de reduzir o esforço computacional e a quantidade de dados a ser armazenada. Uma vez que a hipótese de formação de uma região de recirculação à jusante do tubo foi adotada, ou seja, admite-se o escoamento em regime permanente, a utilização desta simetria é plenamente válida. É importante lembrar que esta mesma simplificação foi adotada na maioria dos trabalhos numéricos revisados no capítulo 2, mesmo naqueles em que se utilizavam as equações completas de Navier-Stokes.

Observando-se o modelo computacional na fig. 4.4, nota-se que o canal foi estendido. Isto tornou-se necessário em razão da condição de contorno que é aplicada na saída do canal, a qual impõe que a pressão seja uniforme e os fluxos difusivos sejam nulos na seção de saída. Esta condição não pode ser aplicada na saída do canal apresentado no modelo físico (fig. 4.3) em virtude da proximidade da região de recirculação, na qual processos difusivos

fig. 4.4 - Modelo Computacional



4. Planos de simetria : Fluxos de massa e calor nulos através da superfície.
 completa, temperatura uniforme e fluxo de massa nulo através da superfície.

$$k = 0,028 \text{ W / m}^\circ\text{C}$$

$$c_p = 1,007 \text{ kJ / kg}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1,11 \text{ kg / m}^3$$

abaixo:

propriedades físicas do ar² são tomadas a temperatura média de 45°C, sendo apresentadas autor (SABANAL, 1996), as quais são respectivamente 20°C e 70°C. E desta forma, as experimental que será utilizado num trabalho que foi desenvolvido paralelamente por outro temperaturas de entrada do ar e da parede de acordo com as temperaturas do modelo computacionalmente o efeito da condensação do vapor d'água. Assim, estabeleceram-se as operação do modelo experimental, uma vez que seria muito difícil de modelar resultados. E além disso, evita que o modelo computacional se ataste das condições de de vapor d'água (e formação de gelo), a qual certamente ocorreria, influenciando os necessária no modelo experimental a fim de eliminar efeitos provenientes da condensação estão a uma temperatura maior do que sua temperatura de entrada. Esta inversão é no modelo computacional, fazendo com que o ar escoe por uma passagem onde as paredes Prevendo futuras comparações com experimentos, inverteu-se o sentido do fluxo do calor podendo inclusive não permitir a formação do vórtice longitudinal.

quando os geradores de vórtices são posicionados na região próxima à saída do canal, disso, a imposição de uma distribuição de pressão uniforme se torna bastante inadequada a obtenção de resultados que não correspondiam ao fenômeno físico em questão. Além para a convergência do sistema de equações e também causar a destruição da solução, com são importantes, o que poderia ter como consequência um aumento no tempo necessário

A revisão da literatura mostrou que os GVL's do tipo meia asa delta são os que apresentam o maior potencial para o tipo de aplicação que se pretende fazer. Porém os mesmos tem uma geometria extremamente difícil de discretizar com a utilização de malhas estruturadas, pois tem formato triangular, o que acaba gerando regiões com volumes cuja razão de aspecto é bastante alta e além disso também são bastante não-ortogonais. PERIC (1990) mostrou que a combinação de dois aspectos (razão de aspecto e não-ortogonalidade altas) é extremamente prejudicial para a velocidade de convergência do sistema, e algumas vezes pode até levar o mesmo a divergir. Assim, na medida em que o vórtice principal é gerado

que aparecem no sistema de equações em função da não-ortogonalidade dos volumes que o tempo de processamento cresça consideravelmente em função dos termos adicionais difícil obterem-se malhas que sejam ortogonais, o que como foi visto no capítulo 3 faz com e os GVL's terem diferentes ângulos de ataque e posição, faz com que seja extremamente coordenadas generalizadas (malhas *BFC*). No entanto, o fato do problema ser tridimensional GVL's no canal, o que de certa forma torna bastante favorável a utilização de sistemas de do problema mostra-se bastante complexa, principalmente quando se tem a presença de Com relação à geração de malha é necessário que se comente alguns aspectos. A geometria $Re=284$.

O número de Reynolds calculado com a velocidade da condição de operação e as propriedades acima é de 284, ou seja, é um pouco menor que o Re do trocador real na condição de operação. No entanto, a análise não sofre nenhum prejuízo na medida em que não ocorrem alterações significativas em termos de regime de escoamento entre $Re=340$ e

$$v = 1,8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$
$$Pr = 0,7$$

pela diferença de pressão entre os dois lados do gerador, pareceu ser uma aproximação razoável discretizar-se o GVL através de um conjunto de retângulos, formando algo parecido com uma "escada", como mostra a fig. 4.5.

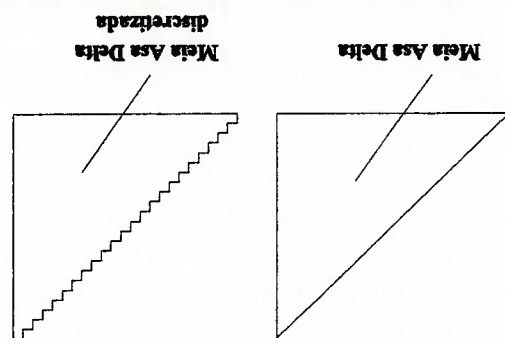


fig. 4.5 - Discretização do Gerador de Vórtices.

Desta forma, a malha tridimensional para a simulação do escoamento na passagem em questão foi gerada a partir de uma discretização bidimensional do plano longitudinal do canal, com a posição do GVL sendo determinada através da fixação de alguns nós neste plano, como mostra a fig.4.6. Fazendo-se cópias desta malha bidimensional na direção normal ao seu plano de geração formou-se então a malha tridimensional para as simulações em questão.

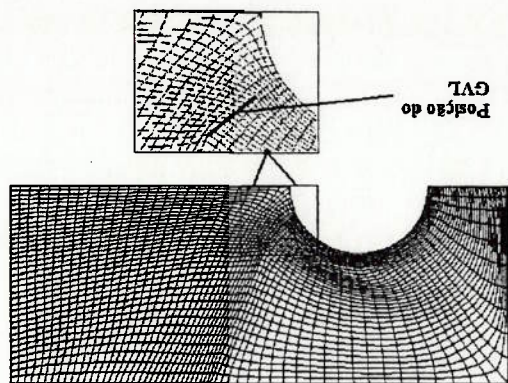


fig. 4.6 - Geração da Malha Tridimensional.

CAPÍTULO 5

METODOLOGIA

Este capítulo tem como objetivo descrever equipamentos e procedimentos adotados, de forma a permitir uma melhor compreensão do desenvolvimento da pesquisa como um todo. Assim sendo, apresenta-se a seguir uma breve descrição das características das máquinas e do software utilizados para simulação, bem como do procedimento de cálculo dos coeficientes de película, o qual serviu de base para o desenvolvimento de uma ferramenta computacional que auxiliou nos estudos.

5.1. HARDWARE E SOFTWARE UTILIZADOS

As simulações foram realizadas com a utilização de computadores PC 486 de 66 e 100 MHz. O fato do problema ser tridimensional exigiu grande quantidade de memória RAM, de forma que as máquinas utilizadas possuíam entre 32 e 48 Mbytes de memória RAM. Além disso, em virtude da grande quantidade de dados gerada faz-se necessária a utilização de discos rígidos de grande capacidade de armazenamento e velocidade de acesso. O escopo do estudo exigiu uma análise local detalhada dos campos de velocidade, temperatura e pressão, para que fosse possível uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos. Para tanto, as equações de Navier-Stokes e de energia foram resolvidas com a utilização do software PHOENICS (versão 2.0), o qual é baseado no método dos volumes finitos.

PHOENICS permite a simulação de escoamentos, transferência de calor e reações químicas,

sendo composto pelos seguintes módulos :

- *Satellite* : pré-processador no qual são criados os modelos computacionais, ou

seja, são definidas a malha, as condições de contorno, as propriedades físicas, o critério

de convergência, etc.

- *Earth* : módulo que realiza o cálculo propriamente dito. Durante o processo

iterativo de cálculo, uma interface gráfica permite o monitoramento das grandezas que

estão sendo calculadas num dada posição do escoamento (determinada pelo usuário) e da

evolução dos resíduos totais para cada uma das equações de conservação.

- *Photon* : pós-processador no qual o usuário possui várias opções de visualização

das grandezas calculadas, tais como curvas de nível para as grandezas escalares,

distribuição de vetores velocidade, linhas de corrente, etc.

- *Antipolr* : pós-processador que permite ao usuário obter gráficos das grandezas

em função de uma dada coordenada, sendo útil principalmente na visualização/comparação

de perfis numa dada região do domínio computacional.

- *Pinto* : módulo adicional que permite realizar interpolação das grandezas

calculadas de uma malha grosseira para uma mais refinada, tendo grande utilidade na

geração de uma estimativa inicial para o cálculo propriamente dito, uma vez que permite

que se faça uma estimativa para as grandezas utilizando uma malha menos refinada,

acelerando o processo de convergência.

Em termos de discretização do espaço, o software permite a utilização de três tipos de

malhas: cartesianas, cilíndricas e curvilineares, com distribuição não uniforme dos pontos.

As malhas curvilineares (*Boundary Fitted Coordinates* - *BFC*), as quais permitem a

simulação em geometrias arbitrárias, podem ser geradas através de um método de

interpolação linear (*Transfinite*) ou de um método no qual a malha é gerada através da resolução de uma equação diferencial de forma a minimizar a não ortogonalidade dos volumes finitos.

O algoritmo de solução das equações de conservação é denominado *SIMPLEST*, o qual é uma variação do algoritmo *SIMPLE*, já apresentado no capítulo referente ao método numérico (Capítulo 3). Como já foi dito anteriormente, o código computacional é baseado no método dos volumes finitos, utilizando um arranjo desencontrado (*staggered grid*) para as variáveis. A discretização dos termos convectivos apresenta várias opções, sendo que para malhas BFC (Boundary-Fitted Coordinates) as únicas opções disponíveis são os esquemas *Upwind* e Híbrido.

Em termos de condições de contorno, o software permite que o usuário defina suas próprias condições de contorno ou utilize uma biblioteca com condições de contorno pré-definidas. Uma das grandes vantagens do software utilizado é o fato de mesmo permitir ao usuário incluir seus próprios modelos físicos e esquemas de discretização.

5.2. PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE PELÍCULA E DA PERDA DE CARGA NO CANAL

A fim de que se pudesse avaliar o desempenho das técnicas de intensificação de troca de calor, fez-se necessário o desenvolvimento de alguns programas de computador, escritos na linguagem Turbo Pascal 7.0, para realizar o cálculo dos coeficientes de película e da perda de carga no canal a partir dos campos de velocidades, temperatura e pressão fornecidos pelo software PHOENICS (arquivo PHI).

A princípio foi desenvolvida uma versão preliminar do programa, a qual fazia o tratamento de modelos com malhas cartesianas, apesar de se saber desde o início que a utilização de malhas curvilíneas (BFC - *Body Fitted Coordinates*) era imprescindível. A realização desta etapa preliminar, com o tratamento de modelos mais simples, permitiu que o procedimento de cálculo dos coeficientes de película pudesse ser melhor aferido, sem os problemas intrínsecos ao uso de sistemas de coordenadas generalizadas.

Nos modelos com malhas do tipo BFC é necessário que se realize um pré-processamento antes do cálculo dos coeficientes de película propriamente dito. Nesta etapa são calculadas a posição do centro dos volumes finitos e as áreas das faces dos mesmos, parâmetros que serão utilizados posteriormente.

Antes de descrever o algoritmo de cálculo propriamente dito, é necessário que se realizem algumas definições que serão utilizadas mais adiante.

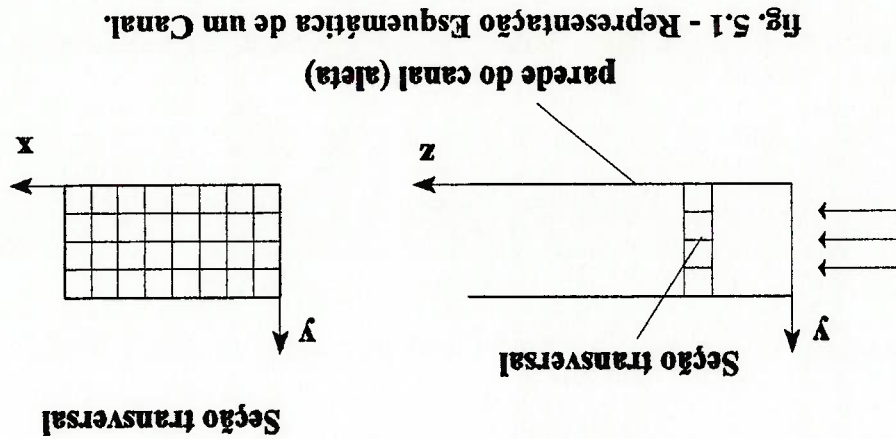


fig. 5.1 - Representação Esquemática de um Canal.

Tomando como referência a figura acima (fig. 5.1), pode-se determinar o fluxo num dado ponto da superfície do canal de duas maneiras, uma delas utilizando-se a lei de Newton de convecção e a outra utilizando a lei de Fourier, uma vez que há a hipótese de aderência

A avaliação da perda de carga no canal também é de grande interesse, na medida em que é importante conhecer a influência da técnica de intensificação sobre a mesma. O

onde, h_c = coeficiente local de troca de calor por convecção
 D_h = diâmetro hidráulico do canal
 k = condutividade térmica do fluido
 η = direção normal à parede do canal

$$Nu_n = \frac{D_h}{\Delta T} \left(\frac{\partial T}{\partial \eta} \right)_{\eta=0} \quad (5.3)$$

combinando as expressões, chega-se a

$$Nu_n = \frac{h_c D_h}{k} \quad (5.2)$$

forma:

Desta forma, conhecendo as propriedades físicas do fluido e adotando-se um ΔT que caracterize o processo de transferência de calor no canal, basta que se calcule na parede o gradiente de temperatura na direção perpendicular à mesma para que se obtenha o coeficiente de película h_c num dado ponto do canal. Adota-se o adimensional denominado número de Nusselt como forma de apresentar os resultados, o qual é definido da seguinte

$$\bar{q}'' = k \left(\frac{\partial T}{\partial \eta} \right)_{\eta=0} = h_c \Delta T \quad (5.1)$$

completa. Igualando as duas expressões tem-se :

Utiliza-se um polinômio de segundo grau para interpolar o perfil de temperatura próximo à parede. Desta forma, como *a priori* já se conhece a temperatura da parede, toma-se a temperatura em dois pontos consecutivos e calcula-se os coeficientes do polinômio (vide

a) Cálculo do gradiente de temperatura na parede

programa:

Procurou-se seguir as mesmas definições utilizadas em KAYS, LONDON (1984), tanto para o número de Nusselt quanto para o coeficiente de atrito. A única ressalva é feita no caso dos coeficientes locais de transferência de calor, os quais utilizaram um ΔT definido pela diferença entre a temperatura da parede do canal e a temperatura do fluido na entrada do canal, e não a clássica diferença média logarítmica de temperatura (ΔT_{log}) adotada por KAYS, LONDON (1984). A seguir é descrito o procedimento de cálculo realizado pelo

onde, $\bar{w} =$ velocidade média na entrada do canal.
 $D_h =$ diâmetro hidráulico do canal.
 $L =$ comprimento do canal.
 $\rho =$ massa específica do fluido.

$$C_f = \frac{\Delta p}{\rho} \frac{2}{D_h L} \quad (5.4)$$

o mesmo definido como se segue adimensional adotado para caracterizar a perda de carga foi o coeficiente de atrito, sendo

fig. 5.2). O gradiente de temperatura na parede é avaliado através da derivada deste polinômio na posição correspondente à parede ($\eta = 0$). O procedimento é repetido para cada um dos volumes que estão em contato com a parede do canal.

Nos modelos com malhas do tipo BFC é necessário que se tome cuidado na geração da malha de forma a garantir que dois volumes consecutivos tenham seus centros pertencentes a uma reta que seja normal à parede do canal no ponto em que será calculado o gradiente. Este cuidado evita que sejam necessários cálculos adicionais, o que tornaria o procedimento mais custoso do ponto de vista computacional para o caso de geometrias complexas como as que foram estudadas.

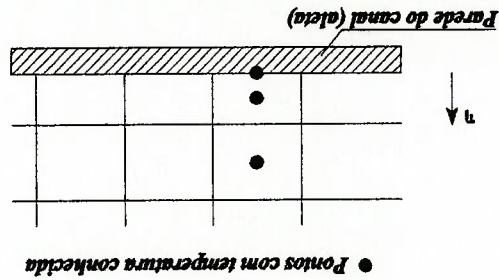


fig. 5.2 - Cálculo do Gradiente de Temperatura na Parede.

b) Cálculo do número de Nusselt local

Uma vez realizado o passo (a), calcula-se a distribuição de número de Nusselt local ao longo do canal através da expressão 5.3, onde nota-se que a diferença média logarítmica de temperatura (ΔT_{\log}) adotada por KAVYS; LONDON (1984) foi substituída pela diferença entre a temperatura da parede (T_p) e a temperatura do fluido na entrada do canal (T_e). Tal

modificação foi realizada com o objetivo de simplificar o procedimento de cálculo dos coeficientes locais, e não causa nenhum prejuízo na medida em que os resultados locais são apresentados através da comparação entre os canais com e sem geradores de vórtices.

$$Nu = \frac{D_h (T_s - T_p)}{\left(\frac{\partial T}{\partial \eta} \right)_{\eta=0}} \quad (5.5)$$

c) Cálculo do número de Nusselt global do canal.

O número de Nusselt Global do canal é avaliado através de uma balanço de 1ª Lei da Termodinâmica no mesmo:

$$\dot{q}_p = \Delta H_m \quad (5.6)$$

explicitando tem-se:

$$A_i h_c \Delta T_{log} = m c_p (T_s - T_o) \quad (5.7)$$

e portanto, o número de Nusselt global fica :

$$Nu = \frac{D_h h_c}{k} = \frac{A_i k \Delta T_{log}}{m c_p D_h (T_s - T_o)} \quad (5.8)$$

onde,

m = vazão mássica

c_p = calor específico a pressão constante

D_h = diâmetro hidráulico do canal

T_s = temperatura média de mistura na seção de saída

No programa, as integrais da expressão acima são avaliadas através de simples somatórias. Foram testados alguns métodos mais precisos de integração numérica, tais como o método de Simpson. Entretanto, observou-se uma diferença muito pequena entre os resultados para um mesmo nível de discretização (esta fase de testes foi realizada apenas com modelos 2-D com malha cartesiana). Desta forma, optou-se pelo método de mais fácil implementação, além de mais econômico do ponto de vista computacional, tomando-se o cuidado de manter sempre um número razoável de volumes na região próxima à parede de forma a minimizar o erro.

onde, w = velocidade na direção principal do escoamento
 T = temperatura num ponto da seção transversal

$$(5.9) \quad T_{mista} = \frac{\iint (w T) dx dy}{\iint w dx dy}$$

forma:

As temperaturas médias de mistura na entrada e na saída do canal são avaliadas da seguinte

$$\Delta T_{log} = \text{diferença média logarítmica de temperatura}$$

$$k = \text{condutividade térmica do fluido}$$

$$A_f = \text{área de troca de calor}$$

$$T_e = \text{temperatura média de mistura na seção de entrada}$$

anteriormente (eq. 5.4).

Os resultados são apresentados em termos do coeficiente de atrito (C_f), o qual foi definido

A = área da seção transversal do escoamento

A_v = área do volume finito normal à direção principal do escoamento

p = pressão no centro de um volume finito da seção de entrada, onde,

$$\Delta p = \frac{\sum (p A_v)}{A} \quad (5.11)$$

Uma vez que no método dos volumes finitos, com a utilização de uma formulação incompressível, trabalha-se com pressões relativas (adotou-se a pressão de saída do canal como referência), a perda de carga na passagem pode ser avaliada utilizando-se a distribuição de pressão na seção de entrada do modelo. Isto é feito da seguinte forma:

d) Cálculo da perda de carga no canal.

T_e = temperatura média de mistura na entrada do canal

T_s = temperatura média de mistura na saída do canal

T_p = temperatura na parede do canal, onde,

$$\Delta T_{\log} = \frac{\ln \left[\frac{(T_p - T_e)}{(T_p - T_s)} \right]}{(T_p - T_e) - (T_p - T_s)} \quad (5.10)$$

A diferença média logarítmica de temperatura (ΔT_{\log}) é definida da seguinte forma:

Além disso, é importante lembrar que a correlação apresentada por SHAH; BHATTI

P = perímetro molhado da seção transversal

A = área da seção transversal do canal, onde,

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (5.14)$$

Vale lembrar que a definição de diâmetro hidráulico adotada na correlação acima é diferente da proposta por KAYS; LONDON (1984), sendo o mesmo definido da seguinte forma:

$$z = \frac{D_h P_e}{z} \quad (5.13)$$

onde,

$$0.1 > P_r > 1000$$

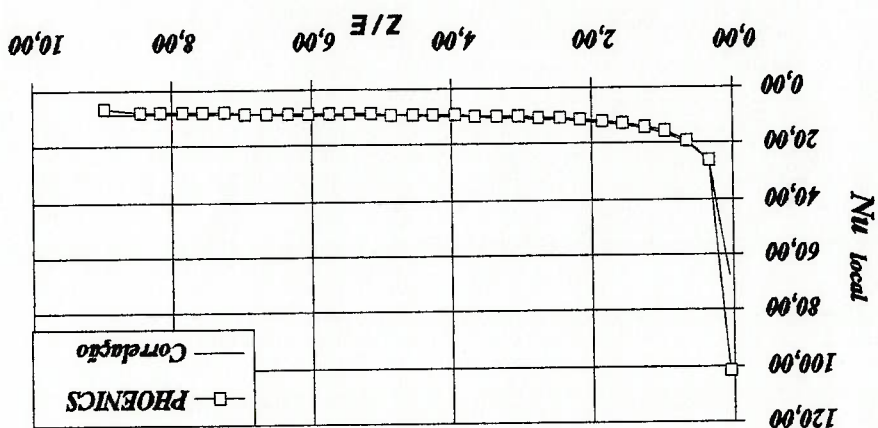
$$Nu_z = 7.55 + \frac{0.024 z^{1.14} [0.0179 P_r^{0.17} z^{0.64} - 0.14]}{1 + 0.0358 P_r^{0.17} z^{0.64}} \quad (5.12)$$

apresentada a seguir:

A fim de que a ferramenta desenvolvida pudesse ser aferida, realizou-se uma simulação com um modelo bi-dimensional do escoamento entre duas placas paralelas com temperatura de parede constante e perfis uniformes de velocidade e de temperatura na entrada do canal (camadas limite dinâmica e térmica se desenvolvendo simultaneamente), e comparou-se com um resultado dado por uma correlação obtida por SHAH; BHATTI (1987), a qual é

A fig. 5.3 apresenta a distribuição de número de Nusselt local ao longo do canal, comparando o resultado da simulação numérica com a correlação. Nota-se no gráfico duas pequenas regiões de discordância, uma localizada-se na entrada do canal e a outra na saída do mesmo. No primeiro caso, a diferença se deve ao fato da malha não ser suficientemente fina, de forma que se tenha mais de um volume finito no interior da camada limite, uma condição difícil de se obter quando se estuda escoamentos em desenvolvimento. Já no segundo caso, a diferença é devido a condição de contorno que se aplica na saída do canal, a qual obviamente não coincide com as condições reais para as quais a correlação foi obtida. Apesar disso, pode-se considerar muito boa a concordância entre os dois resultados,

fig. 5.3 - Validação do Procedimento de Cálculo.



$$\Delta T = T_{mista} - T_p$$

(5.15)

que exigiu uma pequena alteração no programa. (1987) adota como ΔT para o coeficiente de película a diferença entre a temperatura de parede do canal e a temperatura média de mistura na seção transversal (vide eq. 5.15), o

o que nos permite concluir que o *software* desenvolvido para o cálculo dos coeficientes de película cumpre sua função de forma adequada.

5.3. CRITÉRIOS ADOTADOS

Na medida em que foi realizado um exaustivo trabalho de simulação, com o objetivo de comparar-se várias concepções geométricas, fez-se necessária a definição de critérios a fim de permitir a obtenção de resultados de boa qualidade.

Os modelos foram considerados convergidos quando a somatória dos valores absolutos dos resíduos para as equações de conservação ficaram abaixo de um valor de referência, ou seja :

$$\sum |Resíduo| \leq Valor\ de\ Referência$$

Na Tabela 5.2 são apresentados os valores de referência adotados para o critério de convergência de cada uma das equações de conservação.

Tabela 5.2 - Critério de Convergência.

VALOR DE REFERÊNCIA	EQUAÇÃO
1×10^{-5}	<i>p</i>
1×10^{-6}	<i>u</i>
1×10^{-6}	<i>v</i>
1×10^{-6}	<i>w</i>
1×10^{-5}	<i>T</i>

A preocupação com a precisão dos resultados obtidos fez com que fosse analisada a influência da malha nos mesmos. Esta análise consistiu na simulação de uma configuração arbitrária (posição, ângulo de ataque e razão de aspecto dos GVL's) com vários níveis de refinamento da malha. Em função dos resultados obtidos nesta investigação adotou-se um refinamento (número de volumes em cada direção do espaço) que permitisse minimizar a influência da malha, levando-se em conta também o custo computacional necessário para atingir este objetivo. A partir daí, todas as simulações realizadas para aquele número de Reynolds utilizaram o mesmo refinamento. Assim, as simulações realizadas em $Re=284$ utilizaram malhas com $20 \times 36 \times 67$ volumes nas direções x, y e z respectivamente, e as simulações para $Re > 284$ utilizaram malhas com $20 \times 42 \times 77$ volumes. É importante deixar claro que as simulações realizadas para $Re > 284$ utilizaram o refinamento definido numa análise realizada para $Re=1000$ (limite superior para este estudo), pois achou-se inviável realizar a análise para todos os números de Reynolds intermediários na medida em que a diferença em termos de tempo de processamento para os limites do intervalo ($Re=284$ e $Re=1000$) não justificava a análise da influência da malha para estes modelos.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

O potencial da técnica de intensificação de calor foi avaliado através da comparação dos resultados obtidos para configurações utilizando GVL's com resultados obtidos para uma configuração com aletas lisas, ou seja, sem geradores de vórtices. Os resultados são apresentados em termos da razão entre os coeficientes de transferência de calor (Nu / Nu_0) e da razão entre os coeficientes de atrito (C_f / C_{f0}) para canais com GVL's e sem GVL's respectivamente.

A investigação realizada consistiu na avaliação da influência de parâmetros geométricos, tais como razão de aspecto (Δ), ângulo de ataque (β) e posição dos geradores, sendo a maior parte das simulações realizada para $Re=284$ (condição de operação do trocador tomado como referência). No entanto, também observou-se a influência do número de Reynolds (Re) para as melhores configurações obtidas.

6.1. ESTRUTURA DO ESCOAMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NO TROCADOR TUBO-ALETA COMPACTO COM E SEM GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS.

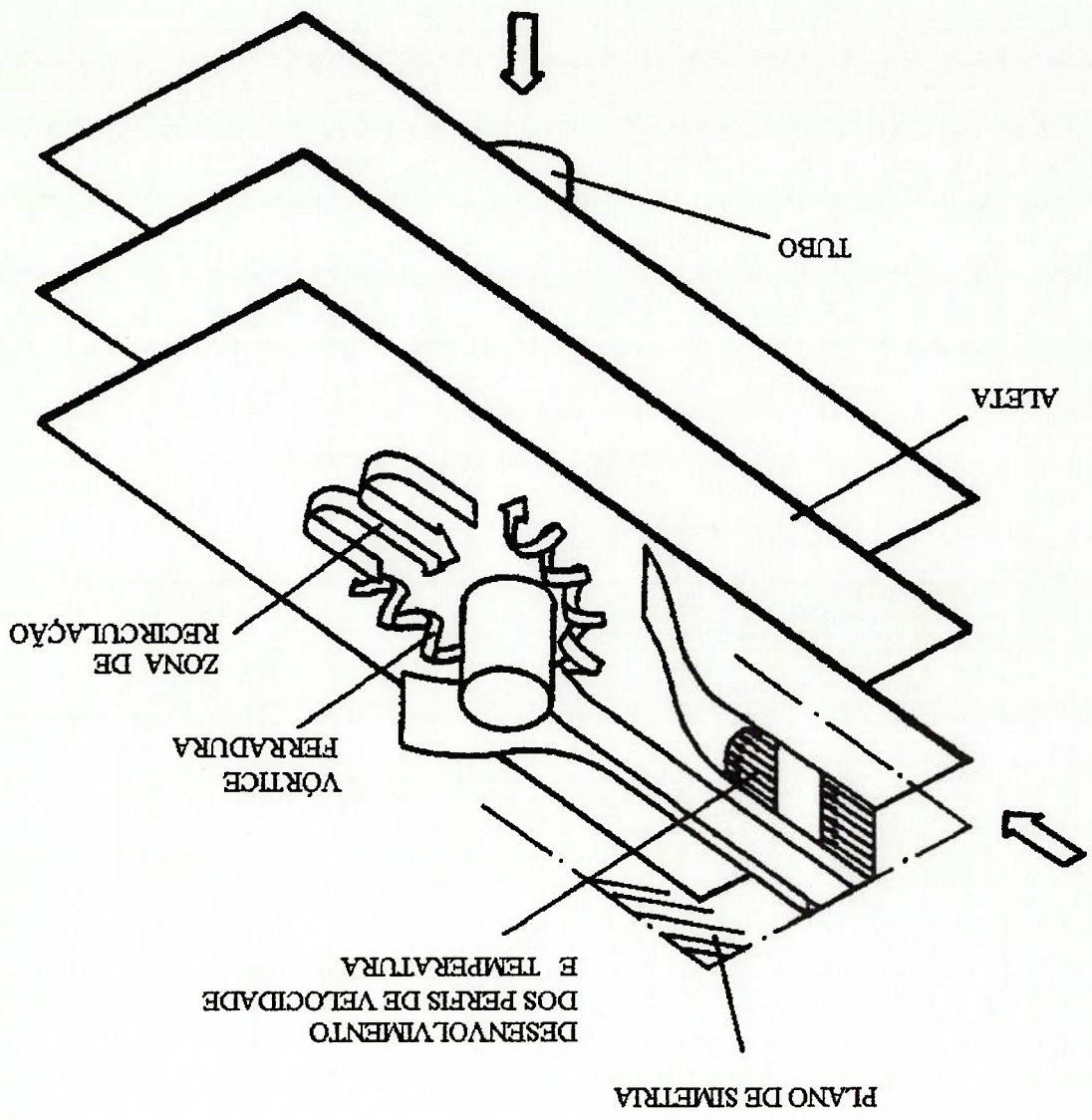
Uma das grandes vantagens da utilização de ferramentas numéricas de análise consiste na possibilidade de visualização características locais do problema que está sendo estudado tanto em termos de estrutura do escoamento quanto em termos de transferência de calor,

permitindo quase sempre uma boa compreensão do fenômeno em função da riqueza de detalhes dos resultados obtidos. Assim, uma vez que os resultados são apresentados em termos de comparação entre modelos com e sem geradores de vórtices, é interessante analisar qualitativamente os resultados obtidos para os dois casos a fim de conhecer melhor as características do problema. É importante lembrar que para os dois casos (canal tubo-aleta com e sem GVL's) não foi possível encontrar resultados, principalmente em termos de distribuição local de coeficientes de película, na faixa de número de Reynolds (Re) considerada neste estudo.

Apesar das simplificações realizadas na modelagem do sistema térmico, o escoamento na geometria considerada é bastante complexo. No caso do canal sem GVL's, a revisão da literatura mostrou que o escoamento pode ser caracterizado por duas estruturas principais: a região de recirculação que se forma à jusante do tubo e os vórtices ferradura que se formam logo à montante do mesmo (vide fig. 6.1). As simulações, realizadas para $Re=284$ (condição de operação do trocador de calor compacto tomado como referência para este estudo, vide capítulo 4), conseguiram descrever de forma bastante satisfatória estas características do escoamento. A região de recirculação, cuja formação é uma consequência do descolamento da camada limite que se forma sobre a superfície do tubo, pode ser observada através da fig. 6.2 onde são apresentadas linhas de corrente no canal tubo aleta sem os GVL's.

A fig. 6.3 mostra a formação dos vórtices ferradura na região à montante do tubo. Os resultados obtidos por BAKER (1979), vide fig. 2.2 do capítulo 2, indicam que para as condições do caso simulado, em termos do número de Reynolds (baseado no diâmetro do tubo) e da relação D/δ^* , se formaria na região próxima à junção do tubo com cada aleta um sistema com dois vórtices (no caso do canal simulado deveriam aparecer quatro vórtices

fig. 6.1 - Estrutura do Escocamento no Canal Tubo-Aleta.



ferradura, sendo cada par resultado da iteração do tubo com uma das aletas que limitam o canal). Nota-se através da fig. 6.3 que a simulação numérica conseguiu captar apenas um destes vórtices em função do nível de refinamento adotado nas simulações, pois segundo as observações realizadas por SPARROW et al (1984) o segundo vórtice é bem menor do que o primeiro (vide fig. 2.3 do capítulo 2) o que dificulta sua observação. No entanto, a ausência deste segundo vórtice não irá afetar significativamente os resultados em função de sua pequena área de influência.

A fig. 6.4 apresenta a distribuição local de coeficiente de transferência de calor para o caso da geometria sem gerador de vórtices, na qual pode ser observada a influência das estruturas acima citadas. Nota-se claramente, uma região de baixos coeficientes de película situada a jusante do tubo. Tal região está diretamente relacionada com a zona de recirculação, em função das baixas velocidades existentes na mesma. Já a influência do vórtice ferradura nos coeficientes de película pode ser observada na distribuição logo à montante do tubo, onde

fig. 6.3 - Formação do Vórtice Ferradura.

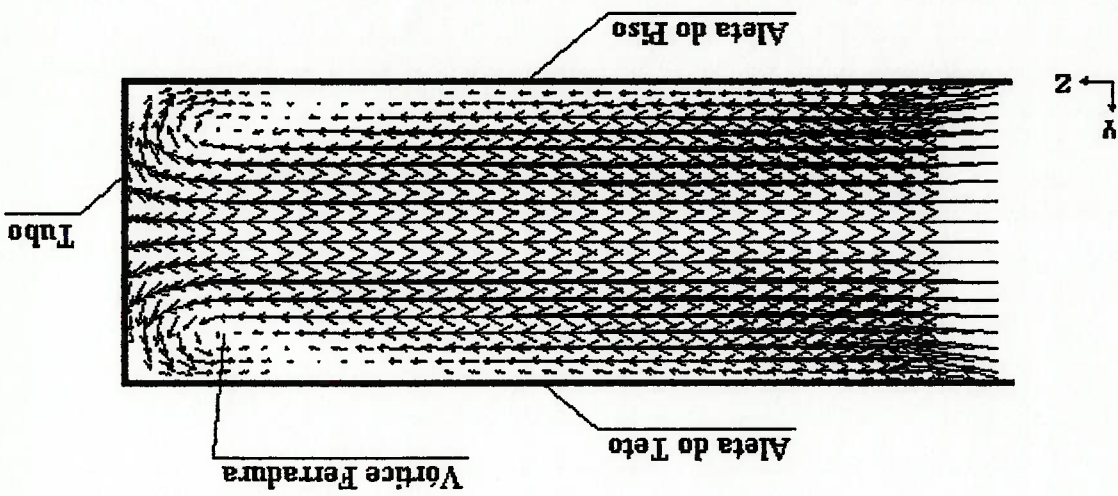
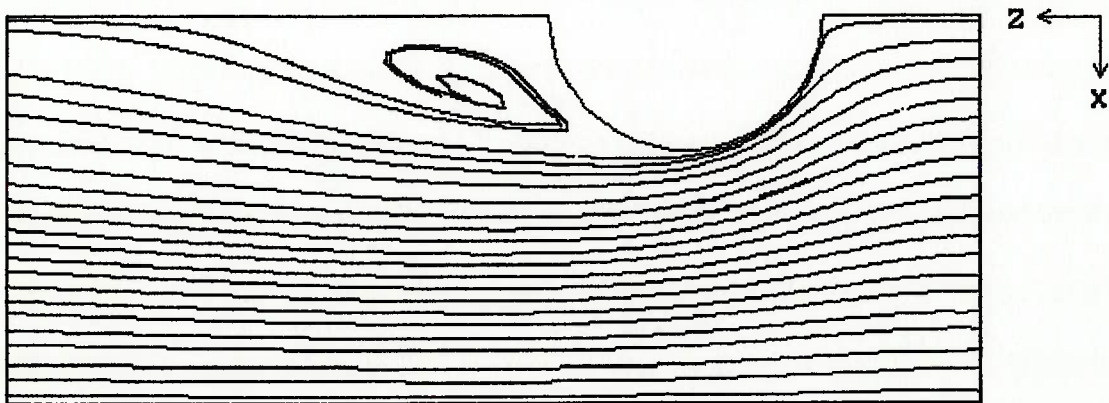


fig. 6.2 - Linhas de Corrente no Canal Tubo-Aleta sem GVL's - Zona de Recirculação.



nota-se o aparecimento de altos coeficientes de transferência de calor em função da existência de tal estrutura vortical. Comparando estes resultados com os obtidos por GOLDSTEIN et al (1985) (vide fig. 2.4 do capítulo 2) para o escoamento sobre placa plana com um cilindro fixado à parede nota-se que há uma boa concordância entre os resultados em termos qualitativos, infelizmente os resultados não podem ser comparados à nível quantitativo em função das diferenças em termos de número de Reynolds (Re_D) e de geometria. Desta forma, pode-se concluir que a simulação numérica do canal tubo-aleta sem a presença dos GVL's está descrevendo de forma satisfatória os fenômenos físicos que estão ocorrendo.

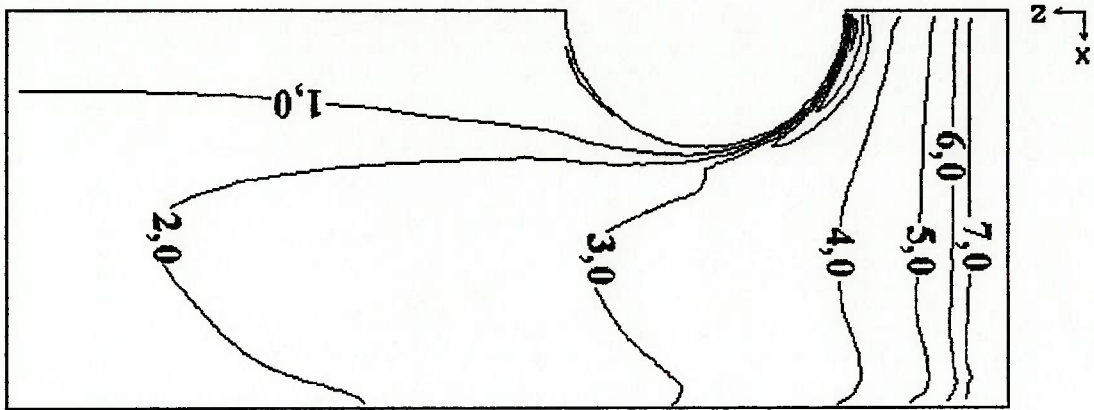
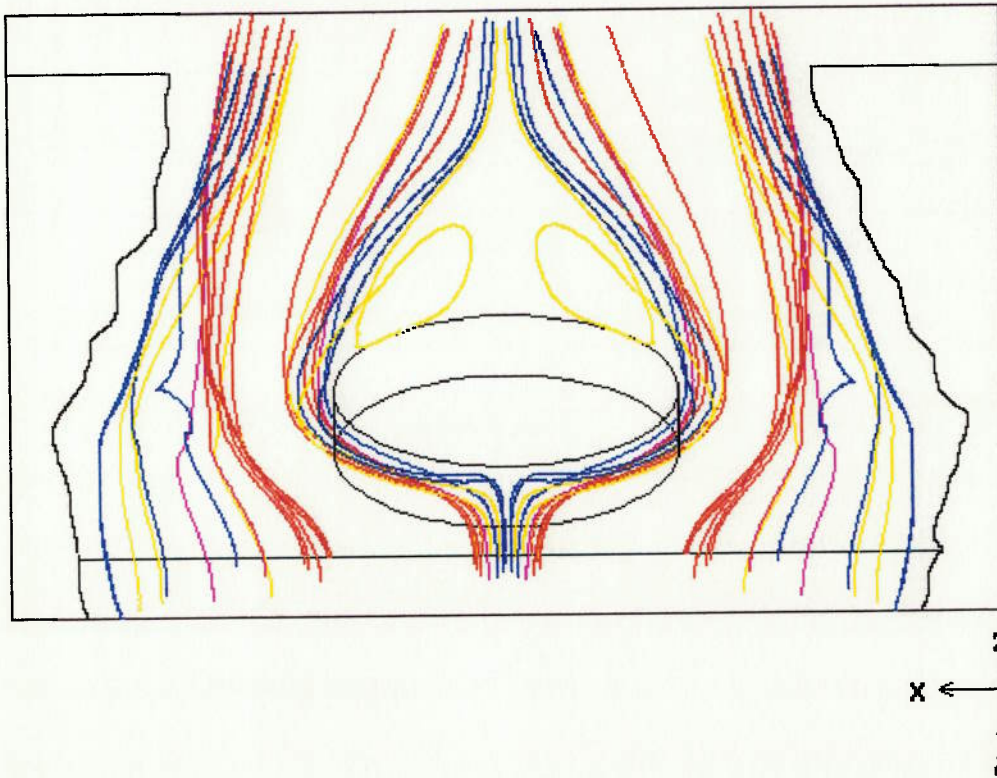


fig. 6.4 - Distribuição Local de Número de Nusselt (Nu) sobre a Aleta sem GVL.

A fig. 6.5 apresenta algumas linhas de corrente num canal tubo-aleta com um par de GVL's do tipo meia asa delta, através das quais pode-se observar a complexidade do escoamento neste tipo de geometria. Nota-se a partir das linhas de corrente, as quais no caso coincidem com trajetórias das partículas de fluido em função da hipótese de regime permanente, a presença do vórtice longitudinal gerado pela meia asa delta e do vórtice ferradura. Tais estruturas são características do escoamento que foi estudado, e influem de forma bastante

Na fig. 6.6 pode ser observado o complexo escoamento secundário que se forma à jusante do GVL, onde aparece o vórtice principal gerado pela meia asa delta e uma série de vórtices induzidos pelo mesmo. Na mesma figura pode-se observar a intensificação local da transferência de calor na aleta do piso e na aleta do teto do canal para a mesma seção transversal. O mecanismo de intensificação fica claro nesta figura, pois nas regiões em que o vórtice principal conduz o fluido em direção à parede, o que YANAGIHARA; TORII (1990) denominam *downwash flow*, ocorre um aumento significativo na transferência de calor em função da redução de espessura da camada limite térmica. Já nas regiões em que o vórtice principal conduz o fluido da região próxima à parede para a região do centro do

fig. 6.5 - Linhas de Corrente no Canal Tubo-Aleta com GVL's.

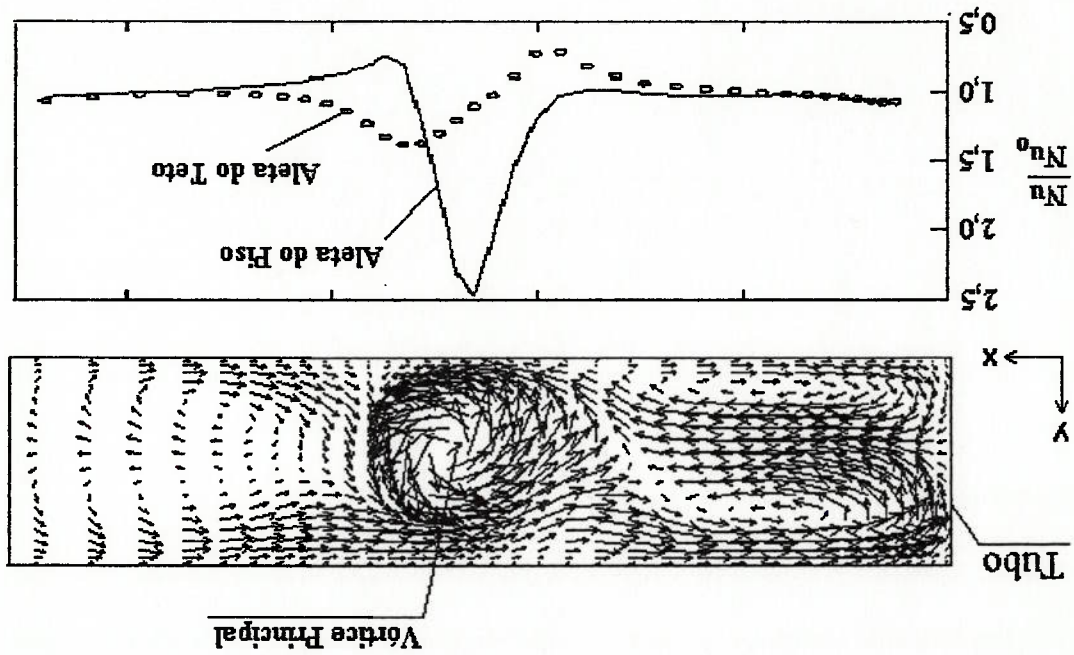


adiante.

significativa na distribuição de coeficientes de película do canal, como será visto mais

A influência local dos GVL's em termos de transferência de calor pode ser observada nas fig. 6.7 e 6.8, onde são apresentadas as distribuições da razão Nu/Nu_0 sobre as aletas do piso e do teto do canal respectivamente. A fig. 6.7 apresenta a distribuição dos coeficientes de película na aleta do piso (aleta em que os GVL's estão fixos). Nesta figura observa-se claramente a influência local do vórtice principal e do vórtice de canto, com intensificações locais da ordem de 140% (algumas das configurações simuladas atingiram intensificações locais da ordem de 350%). A distribuição de coeficientes de película na fig. 6.7 mostra como o vórtice de canto perde intensidade rapidamente, tendo sua maior influência restrita à região próxima à meia asa delta, provavelmente em função do baixo número de Reynolds.

fig. 6.6 - Escocamento Secundário numa Seção Transversal à Jusante do GVL.



canal (*npwash flow*), ocorre uma diminuição significativa do coeficiente de película.

Na mesma figura, nota-se que a influência do vórtice principal sobre a transferência de calor se estende por uma grande região à jusante do GVL, pois cerca de sete vezes o comprimento da corda (b) à jusante da meia asa delta observam-se intensificações locais significativas (da ordem de 10% à 30% no caso apresentado). Vale ressaltar que este resultado a respeito da extensão região de influência do GVL está de acordo com o que foi observado por outros autores.

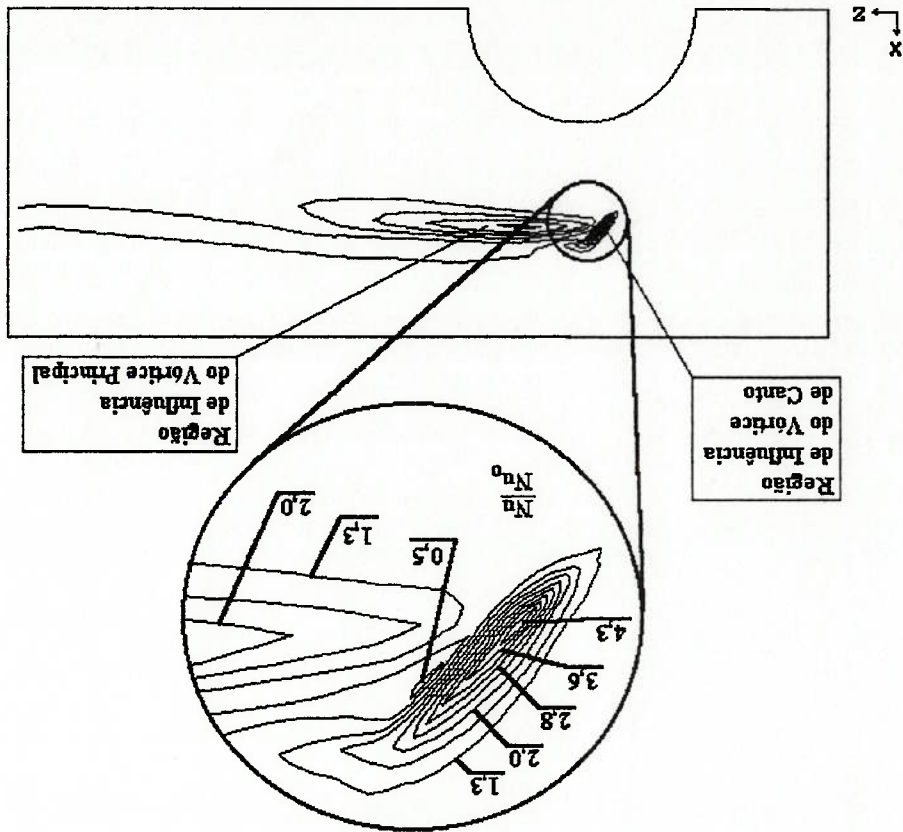


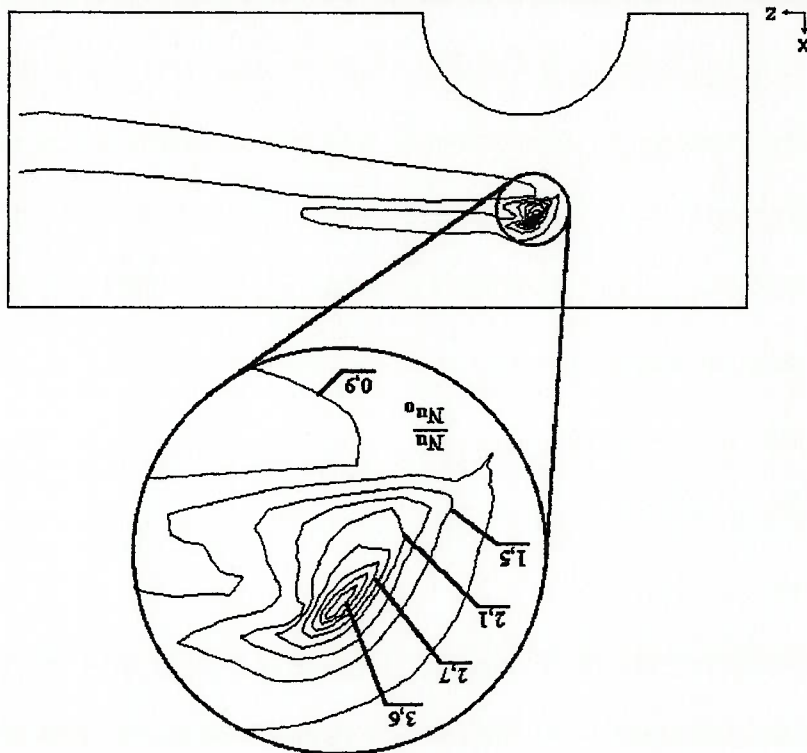
fig. 6.7 - Intensificação Local da Transferência de Calor (Nu/Nu_0) sobre a Aleta do Piso.

Motivado pelos resultados obtidos experimentalmente por FIEBIG et al (1990), o presente estudo procurou observar a influência dos GVL's na perda de carga e transferência de calor quando posicionados na região à jusante do tubo, tentando obter, além da intensificação da transferência de calor, redução de perda de carga para uma faixa de Reynolds incluíse o

VÓRTICES.

6.2. INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DO GERADOR DE

Fig. 6.8 - Intensificação Local da Transferência de Calor (Nu/Nu_0) sobre a Aleta do Teto.



ponto de operação do trocador que serviu de base para o modelo físico. É importante ressaltar que o trabalho experimental de FIEBIG et al (1990), único trabalho revisado em que se investigou a influência da posição dos GVL's num canal tubo-aleta, foi realizado na faixa $2000 \leq Re \leq 5000$ enquanto que este estudo foi realizado para $Re=284$ ($Re_F=213$). Assim, a partir dos resultados de FIEBIG et al (1990) fixaram-se os seguintes parâmetros dos geradores :

- Tipo de gerador : meia asa delta
- Razão de aspecto (Δ) : 2,0
- Ângulo de ataque (β) : 45°

A posição do par de GVL's foi variada à princípio na região à jusante do tubo, tomando-se como região de estudo $90^\circ < \theta < 150^\circ$ e $0,6 < r/D < 0,9$ (vide fig.6.9). A determinação dos intervalos que delimitam a região de estudo teve como critérios manter os GVL's fora da região de recirculação e suficientemente longe do tubo para que o furo resultante do processo de estampagem não criasse problemas estruturais para a aleta no caso real. Os pontos para colocação dos GVL's foram definidos com passo 0,1D na direção radial e 20° na direção angular.

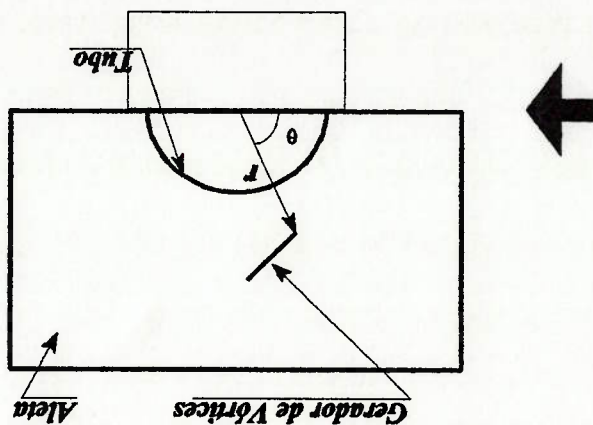


Fig. 6.9 - Região de Investigação.

A obtenção de bons resultados, tanto em termos de intensificação quanto em termos de perda de carga, para $\theta=90^\circ$ fez com que a região de estudo fosse ampliada para $70^\circ < \theta < 150^\circ$ e $0,6 < r/D < 0,9$, de forma a isolar as regiões de melhor desempenho. A fig. 6.10 mostra a influência da posição dos GVL's para $\theta=90^\circ$. Nota-se através desta figura um resultado semelhante ao obtido por FIBRIG et al (1990), ou seja, a existência de uma posição para a colocação dos GVL's de forma a obter simultaneamente intensificação da transferência de calor e redução da perda de carga (com os GVL's posicionados em $r/D=0,9$ e $\theta=90^\circ$ obtém-se uma redução de cerca de 5% na perda de carga e uma intensificação global da ordem de 4%).

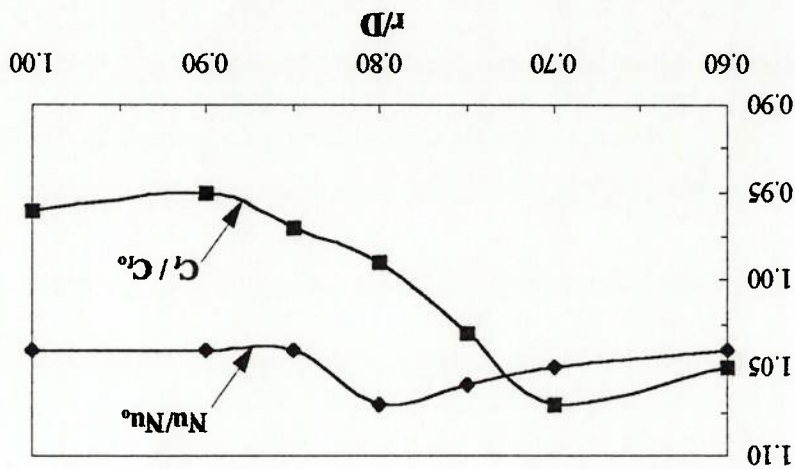


fig. 6.10 - Influência da Posição dos GVL's para $\theta=90^\circ$.

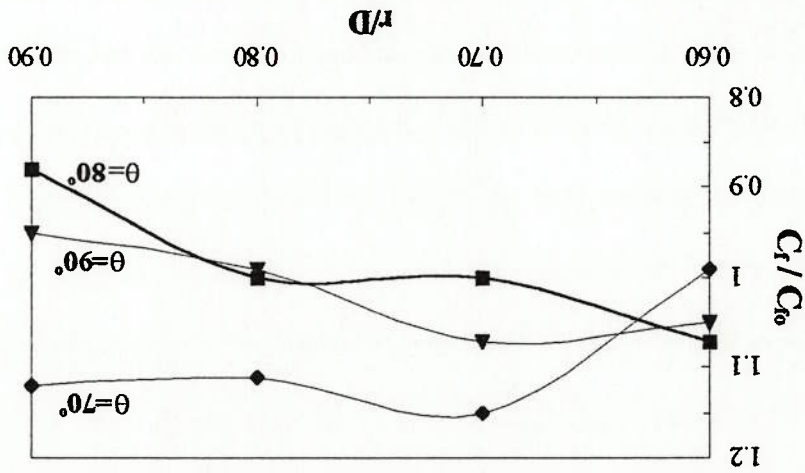
A fig. 6.11 mostra os resultados de perda de carga obtidos para a região $70^\circ < \theta < 90^\circ$ e $0,6 < r/D < 1,0$, na qual foram obtidos os melhores desempenhos. Nota-se que o melhor resultado foi obtido para $r/D=0,9$ e $\theta=80^\circ$, posição na qual foi possível uma redução na perda de carga da ordem de 12% para $Re=284$. Esta redução na perda de carga é explicada pelo fato de que a colocação dos GVL's nesta posição acaba resultando numa redução no arrasto de forma causado pelo tubo, de modo a compensar o acréscimo de arrasto que seria

Posição	r/D	θ	Nu / Nu_0	C_f / C_{f0}	$[Nu / Nu_0] / [C_f / C_{f0}]$
1	0.8	90	1.07	0.99	1.08
2	0.7	130	1.07	1.14	0.94
3	0.9	130	1.07	1.08	0.99

Tabela 6.1 - Melhores Posições para Transferência de Calor

Os melhores resultados em termos de intensificação global da transferência de calor foram obtidos na região situada entre $90^\circ < \theta < 130^\circ$ e $0,6 < r/D < 0,9$, sendo as melhores configurações apresentadas na Tabela 6.1. Nota-se que a posição que permite o melhor desempenho é a n° 1, já que a mesma apresenta uma intensificação de 7% e praticamente não altera a perda de carga no canal. Além disso, observa-se que as configurações que apresentam os melhores resultados, em termos da transferência de calor, têm sempre os geradores de vórtices situados à jusante do tubo. Uma lista de todos os resultados obtidos no estudo da variação da posição dos GVL's é apresentada em anexo.

Fig. 6.11 - Melhor Região para o GVL em Termos da Perda de Carga no Canal.



de perda de carga.

causado pela introdução dos GVL's no canal e ainda produzir um ganho líquido em termos

Comparando estes resultados com os obtidos experimentalmente por outros autores, tais como FIEBIG et al (1990), SABANAI (1996) e BAYON (1996) nota-se uma boa concordância na medida em que estes trabalhos identificaram posições próximas à da posição número 2 como as melhores em termos de transferência de calor, vide fig. 6.12. No entanto, o presente estudo apresentou outras posições com desempenho equivalente, o que não foi observado pelos outros autores. No caso específico de FIEBIG et al (1990), estas duas posições ficaram fora da região de estudo e portanto não poderiam ser observadas. Já os estudos realizados por SABANAI (1996) e BAYON (1996) também identificaram a posição 1 como uma das que apresentam bom desempenho em termos da transferência de calor, no entanto, a intensificação global foi inferior à apresentada pela posição 2. Nenhum dos trabalhos citados observou um desempenho acima da média para a posição 3. Este fato é provavelmente resultante da diferença em termos do número de Reynolds (Re) para o qual foram realizadas tais investigações, o que causaria o aparecimento de diferenças em termos de direção local do escoamento, e consequentemente influiria no desempenho dos GVL's para as várias posições.

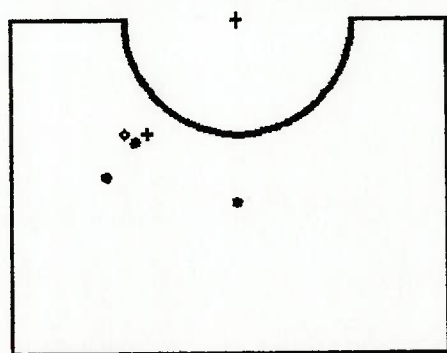
As distribuições locais de coeficientes de película para as três configurações acima citadas são apresentadas na fig. 6.13, 6.14 e 6.15. Comparando as distribuições de Nu para as aletas do piso e do teto das três configurações, nota-se que a influência dos geradores é mais significativa nas primeiras. Tal fato também foi observado por BAYON (1996) em seus experimentos com a técnica de sublimação de nãfáleno. Uma análise do campo de velocidades nos vários modelos mostrou que a razão para a diferença é que o vórtice principal situa-se mais próximo da aleta do piso, e assim o movimento de *downwash* deste vórtice sobre a aleta do piso é mais intenso do que sobre a aleta do teto.

recirculação do tubo.

- aumento da velocidade do escoamento entre o vórtice principal e a região de de baixos coeficientes de película.
do escoamento e do ângulo de ataque (β), de forma que o mesmo atue sobre uma região - geração do vórtice longitudinal, cuja intensidade é dependente da velocidade local obtidos quando se consegue maximizá-los:

do tubo foi consequência da combinação de dois efeitos, sendo os melhores resultados através desta mesma análise que a intensificação da transferência de calor na região à jusante caso sem GVL's apresenta Nu bastante baixo (vide fig. 6.13, 6.14 e 6.15). Observou-se aumentar o coeficiente de película na região da aleta próxima da estreira do tubo, a qual no intensificação da transferência de calor, foram as que conseguiram de alguma forma Uma análise das configurações simuladas mostrou que as melhores posições, em termos de

fig. 6.12 - Melhor Posição para o GVL em Termos da Transferência de Calor.



◆ Presente estudo
♦ Fiebig et al (1990)
+ Sabanal (1996); Bayón (1996)

fig. 6.14 - Intensificação Local com GVL ($r/D=0,7$; $\theta=130^\circ$; $\Delta=2,0$; $\beta=45^\circ$):

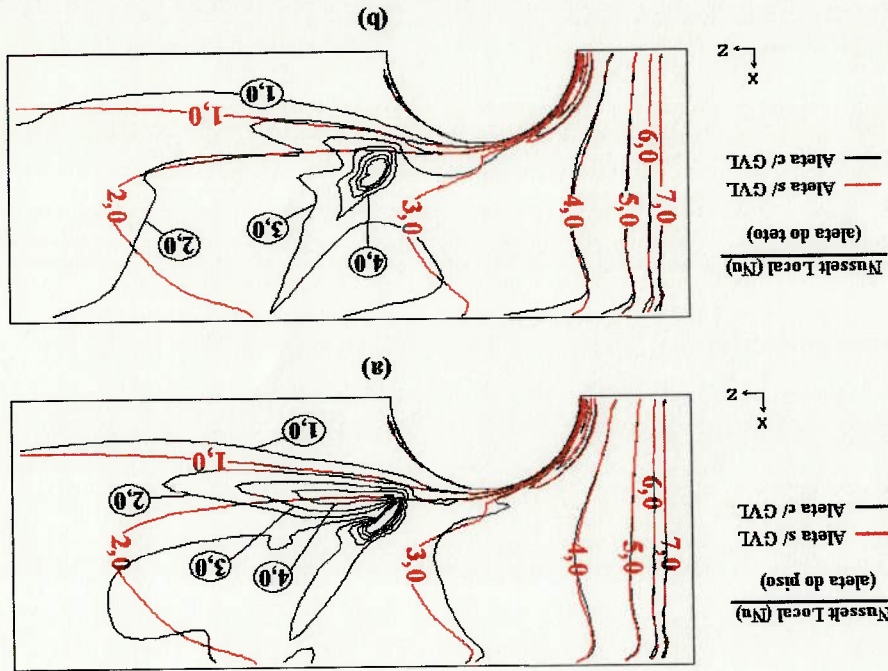
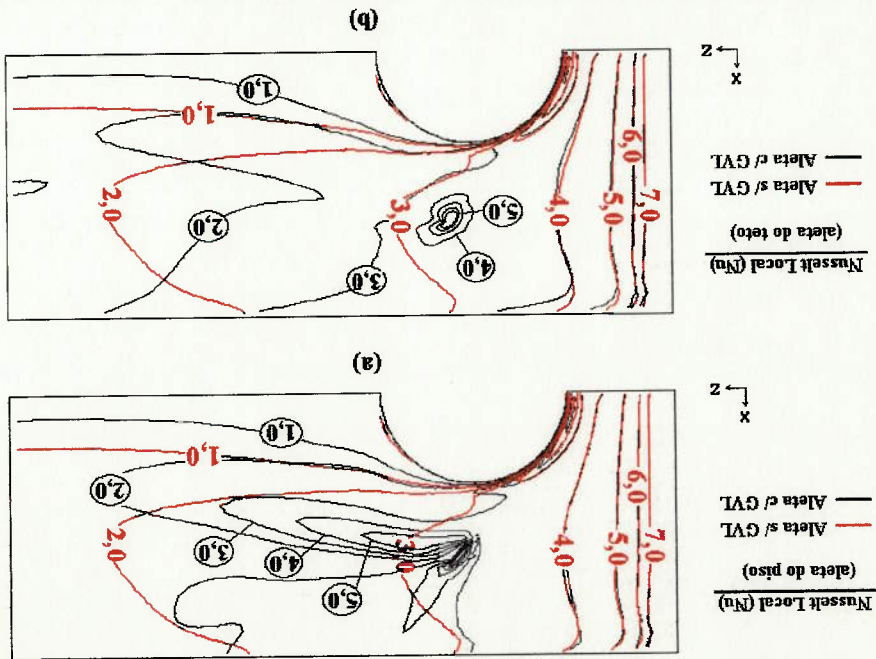


fig. 6.13 - Intensificação Local com GVL ($r/D=0,8$; $\theta=90^\circ$; $\Delta=2,0$; $\beta=45^\circ$):



É importante ressaltar que a razão de aspecto foi variada mantendo-se a altura do gerador constante ($H=1,0 E$). Assim, a variação da razão de aspecto resultou também numa variação

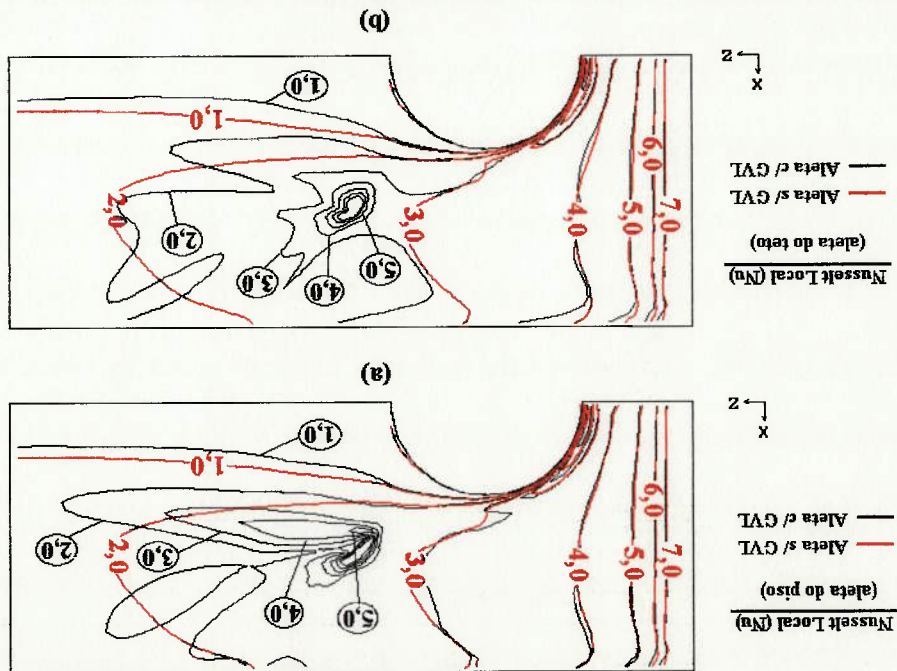
$$1,0 \leq \Lambda \leq 2,0$$

Também foi investigada a influência da razão de aspecto (Λ) dos GVL's na perda de carga e transferência de calor no canal tubo-aleta. O estudo constituiu na variação deste parâmetro dos GVL's com os mesmos colocados nas melhores posições, tanto em termos de perda de carga quanto em termos de transferência de calor. Desta forma, foram simuladas geometrias com a razão de aspecto do gerador variando na seguinte faixa:

GERADOR DE VÓRTICES.

6.3. INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE ASPECTO (Λ) DO

Fig. 6.15 - Intensificação Local com GVL ($r/D=0,9$; $\theta=130^\circ$; $\Lambda=2,0$; $\beta=45^\circ$):



da área frontal do gerador. Optou-se em manter a altura do gerador ao invés da área frontal constante em virtude das pequenas dimensões do canal considerado, pois mantendo-se área frontal constante seriam investigadas geometrias de gerador que certamente não poderiam ser utilizadas na prática em função das dimensões obtidas.

Os resultados obtidos em termos da influência na perda de carga são apresentados na fig. 6.16. Analisando os resultados, nota-se que de maneira geral a redução da razão de aspecto (Δ) causa um aumento na perda de carga, sendo o nível de influência deste parâmetro bastante dependente da posição. Este resultado já era previsto na medida em que sabe-se que o aumento da área frontal do gerador, causado pela redução na razão de aspecto (Δ), acarreta sempre uma elevação no arrasto causado pelo mesmo. Entretanto, nota-se que quando os GVL's estão posicionados à jusante do tubo, a influência da razão de aspecto na perda de carga é muito menor do que nas outras posições investigadas.

Observando os resultados obtidos para a melhor posição em termos da perda de carga (r/D=0,9; $\theta=80^\circ$), nota-se que quanto menor a razão de aspecto mais difícil fica compensar o arrasto produzido pelo gerador com a redução no arrasto de forma do tubo. Assim, conclui-se que em termos de redução de perda de carga é melhor trabalhar com geradores que possuam menor área frontal.

Na fig. 6.17 são apresentados os resultados obtidos em termos da influência da razão de aspecto (Δ) na transferência de calor, onde nota-se que tal influência também é dependente da posição do gerador. Em todas as posições de GVL investigadas, exceto para a posição r/D=0,8 e $\theta=90^\circ$, ocorreu uma elevação na transferência de calor com a redução da razão de aspecto (Δ) do GVL, sendo o nível de influência dependente da posição do gerador de vórtices. Este resultado está de acordo com os obtidos por outros autores, e é explicado pelo fato de que uma redução na razão de aspecto do gerador resulta numa maior área de

fig. 6.17 - Influência da Razão de Aspecto (Δ) do Gerador na Intensificação Global da Transferência de Calor.

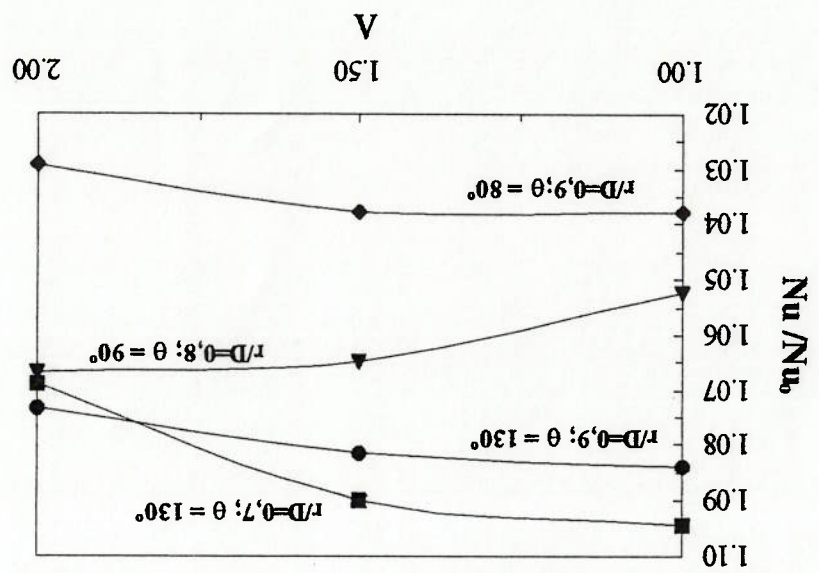
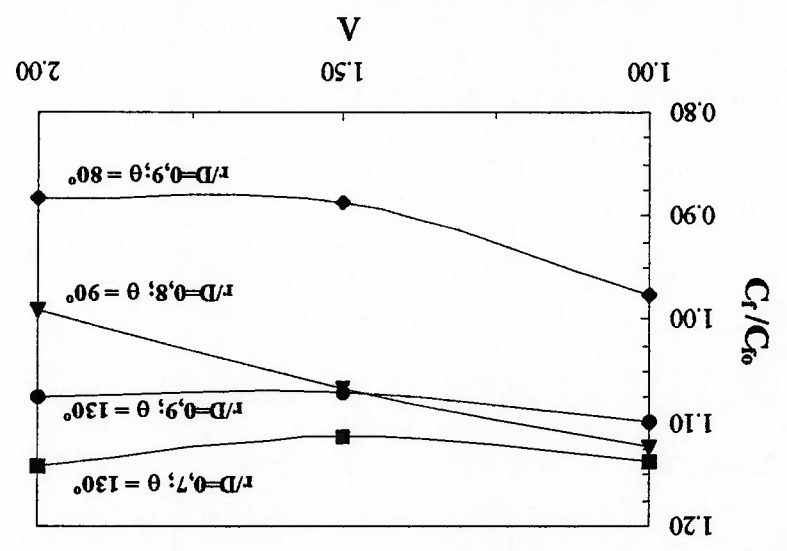


fig. 6.16 - Influência da Razão de Aspecto (Δ) do Gerador na Perda de Carga do Canal.

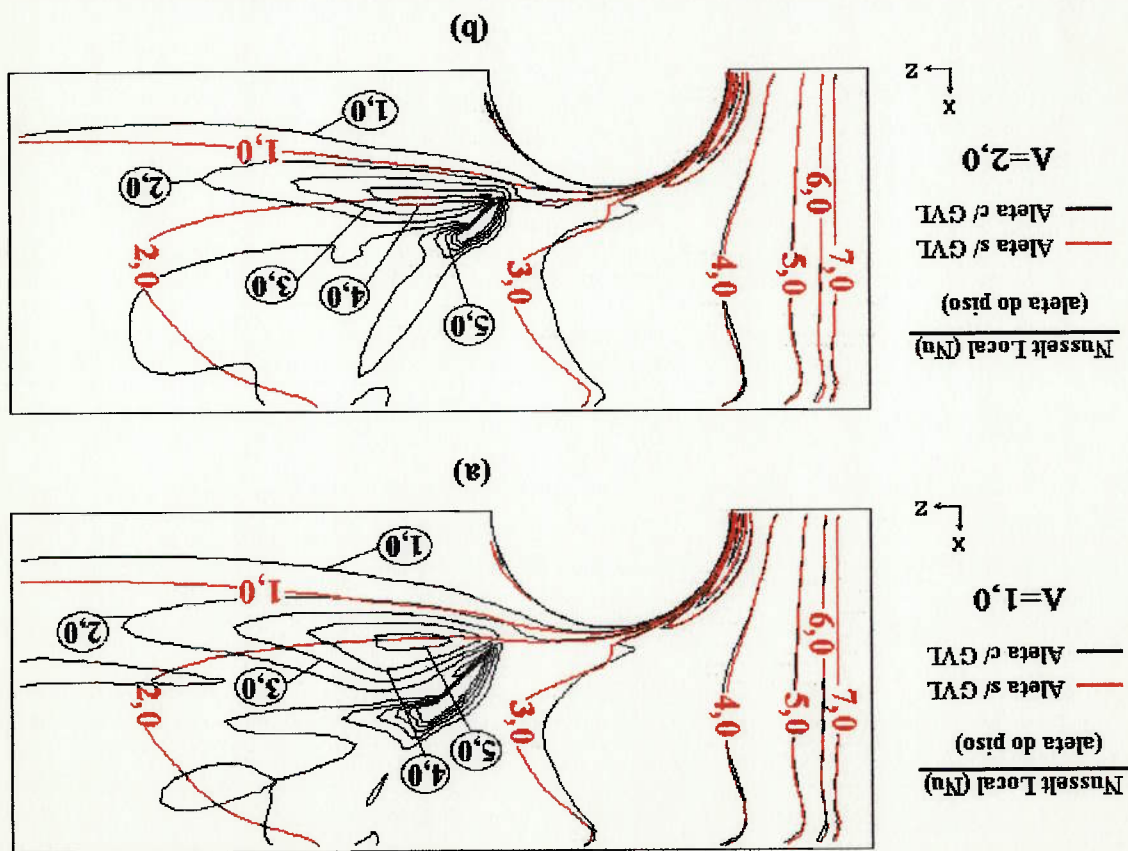


(vide fig. 6.18).

influência do vórtice principal causando uma maior intensificação da transferência de calor

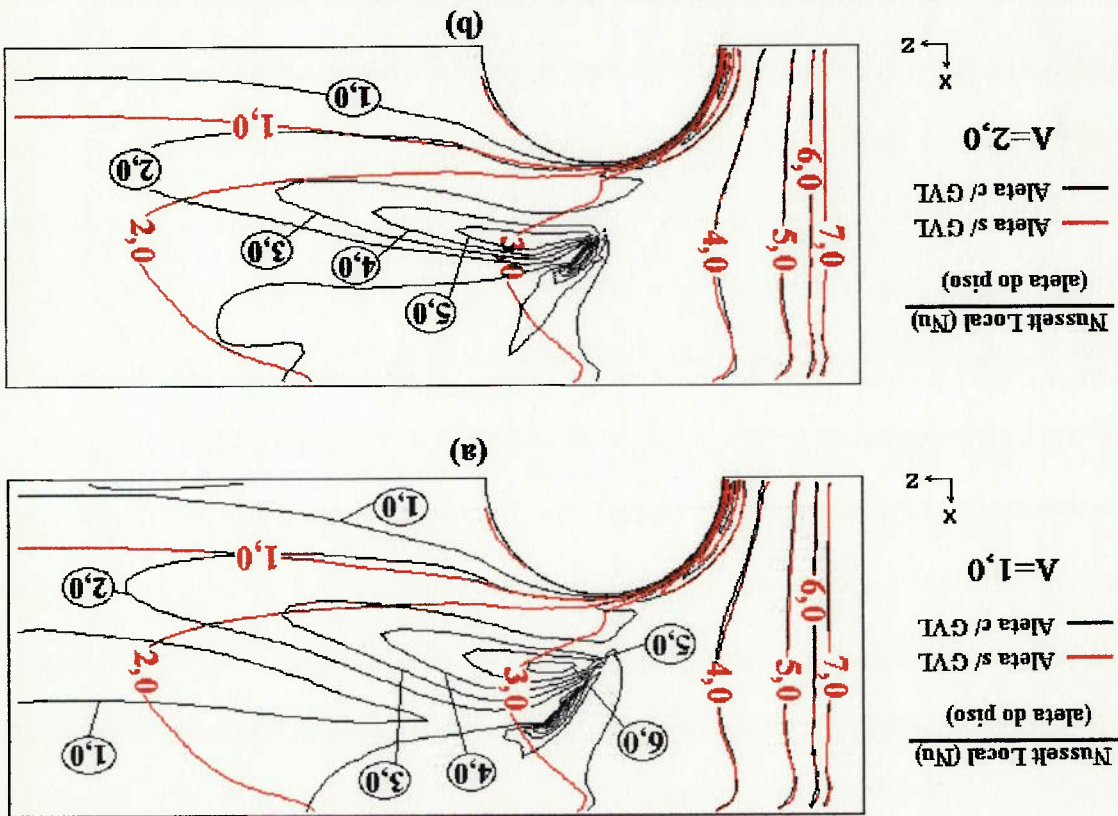
O resultado obtido para a posição $r/D=0,8$ e $\theta=90^\circ$ mostra-se bastante particular, contrariando as expectativas iniciais. Comparando a distribuição de coeficientes locais para $\Delta=1,0$ e para $\Delta=2,0$, nota-se que as áreas em que ocorre intensificação da transferência de calor se equivalem para os dois casos tanto em termos de região afetada quanto em termos de valores do coeficiente de película, vide fig. 6.19. No entanto, observou-se no caso do gerador grande ($\Delta=1,0$) que a área da aleta influenciada pelo movimento de *upwash* do vórtice principal, na qual ocorre uma diminuição do coeficiente de película, é muito maior que a que ocorre com o gerador pequeno ($\Delta=2,0$), o que acaba resultando numa menor intensificação em termos globais. É importante ressaltar que esta diferença entre os dois casos torna-se cada vez mais acentuada quanto mais à jusante se estiver do bordo de fuga

fig. 6.18 - Influência da Razão de Aspecto (Δ) do Gerador na Intensificação Local da Transferência de Calor ($r/D=0,7; \theta=130^\circ; \beta=45^\circ$): (a) $\Delta=1,0$; (b) $\Delta=2,0$.



Os resultados obtidos mostraram que a influência da razão de aspecto (Δ) é dependente da posição do GVL. Assim conclui-se que de forma geral, em termos de transferência de calor, é mais interessante trabalhar com geradores de razão de aspecto menor em função da maior intensidade dos vórtices gerados. Em termos da perda de carga, conclui-se é melhor utilizar geradores com menor razão de aspecto, ou seja, menor área frontal (a razão de aspecto foi variada mantendo-se a altura do gerador constante), pois esta influi significativamente no arrasto causado pelo GVL.

Fig. 6.19 - Distribuição dos Coeficientes de Película na Aleta do Piso ($r/D=0,8; \theta=90^\circ; \beta=45^\circ$): (a) $\Delta=1,0$ (b) $\Delta=2,0$.



do GVL.

6.4. INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE ATAQUE (β) DO

GERADOR DE VÓRTICES.

A influência do ângulo de ataque (β) foi investigada para duas posições, uma posição à montante do tubo ($r/D=0,9$; $\theta=80^\circ$; $A=2,0$) e outra à jusante do mesmo ($r/D=0,7$; $\theta=130^\circ$; $A=2,0$), ou seja, a melhor posição em termos de perda de carga e uma das melhores posições em termos de transferência de calor, como foi visto no item anterior. O ângulo de ataque (β) dos geradores foi variado no intervalo $15^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$, com passo de 15° .

A fig. 6.20 mostra a influência do ângulo de ataque (β) do gerador na transferência de calor no canal. Observa-se que os melhores resultados foram obtidos para $\beta=45^\circ$, estando de acordo com os resultados obtidos por FIEBIG et al (1990). Nota-se que a intensificação aumenta com o ângulo de ataque até cerca de 45° e a partir daí apresenta um comportamento contrário, ou seja, a intensificação diminui com o ângulo de ataque. Este resultado é explicado pelo fato da intensidade do vórtice longitudinal gerado crescer com o ângulo de ataque até certo ponto, e partir daí decrescer até que para $\beta=90^\circ$ não se forma mais um vórtice longitudinal mas uma esteira de vórtices.

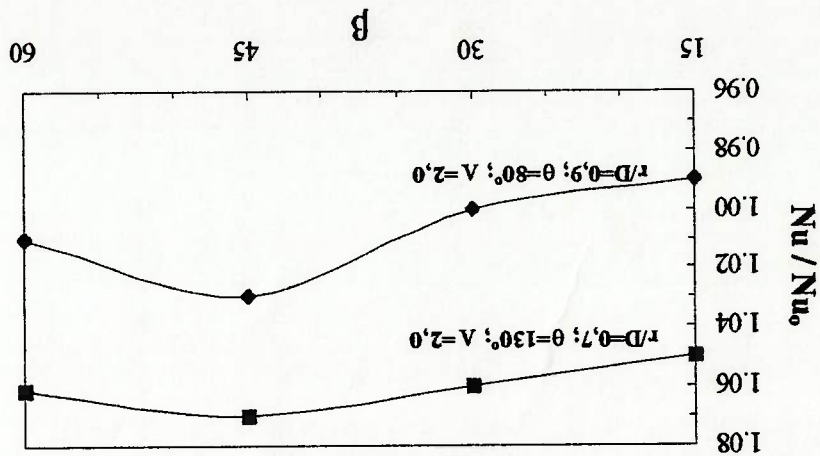


fig. 6.20 - Influência do Ângulo de Ataque (β) do Gerador na Intensificação Global da Transferência de Calor.

Na fig. 6.21 observa-se a influência do ângulo de ataque (β) do gerador na perda de carga para as duas posições investigadas. Nota-se que para a posição $r/D=0,7$ e $\theta=130^\circ$, uma das melhores em termos de transferência de calor, a influência de β na perda de carga apresenta um comportamento análogo ao observado em termos de transferência de calor. Com os geradores nesta posição, a perda de carga aumenta com o ângulo de ataque até cerca de 45° e a partir daí começa a decrescer. Já com os geradores posicionados em $r/D=0,9$ e $\theta=80^\circ$, a melhor posição em termos de perda de carga, observou-se um comportamento inverso. Para esta configuração, a perda de carga se reduz com o aumento do ângulo de ataque até cerca de 45° e a partir daí começa a crescer. Os resultados obtidos nesta investigação sobre a influência do ângulo de ataque (β) na perda de carga e transferência de calor estão de acordo com os obtidos por outros autores. Apesar deste estudo não procurar identificar o ângulo de ataque para o qual a intensificação atinge seu valor máximo como fizeram TIGGELBECK et al (1993) para duas fileiras de GVL's num canal retangular, os resultados obtidos mostraram que o melhor ângulo de ataque fica próximo dos 45° , o que está de pleno acordo com os resultados obtidos por FIEBIG et al (1990) em sua investigação experimental realizada com geometria semelhante à utilizada neste estudo.

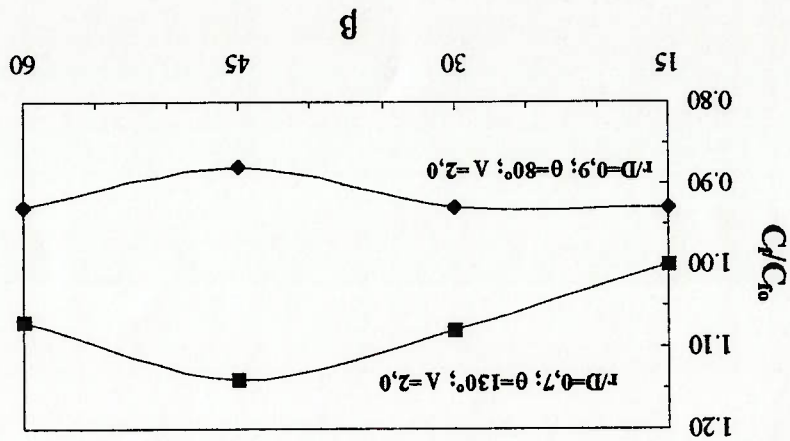
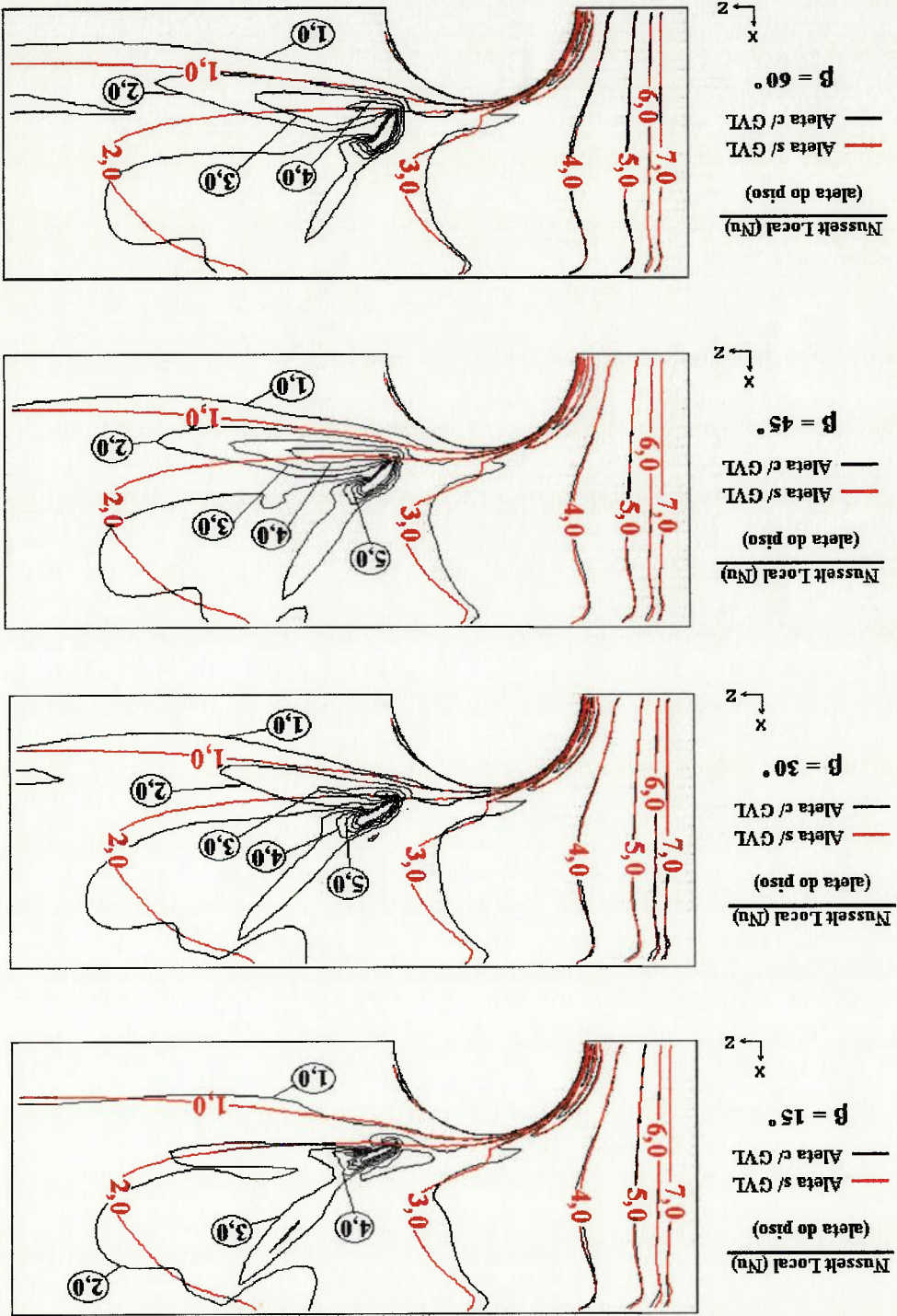


fig. 6.21 - Influência do Ângulo de Ataque (β) do Gerador na Perda de Carga.

Já na fig. 6.22 pode ser observada a influência do ângulo de ataque em termos do coeficiente local de transferência de calor, onde nota-se claramente o aumento da região influenciada pelo gerador de vórtices com o crescimento do ângulo de ataque.



6.5. INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE REYNOLDS (Re).

A influência do número de Reynolds (Re) na transferência de calor e perda de carga foi avaliada na faixa $284 < Re < 1000$. Foram escolhidas duas configurações para esta avaliação: a melhor configuração em termos de perda de carga ($r/D=0,9$; $\theta=80^\circ$; $\beta=45^\circ$; $\Delta=2,0$) e a melhor configuração em termos de transferência de calor ($r/D=0,7$; $\theta=130^\circ$; $\beta=45^\circ$; $\Delta=1,0$). Os resultados podem ser observados nas fig. 6.23 e 6.24 respectivamente.

Na fig. 6.23, observa-se a influência do número de Reynolds (Re) na perda de carga. Nota-se que para a melhor configuração em termos de transferência de calor a perda de carga aumenta com o número de Reynolds uma vez que o arrasto de forma causado pelo tubo e pelo GVL aumentam com o Re, atingindo cerca de 20% de aumento da perda de carga para $Re=1000$. Já para a melhor configuração em termos de perda de carga a situação é inversa, ou seja, o aumento do número de Reynolds tende a acentuar o efeito de redução do arrasto de forma do tubo. Assim, a redução de perda de carga que para $Re=284$ foi de 12% atingiu cerca de 20% em $Re=1000$.

Na fig. 6.24 é apresentada a influência do número de Reynolds (Re) na intensificação da transferência de calor. Nota-se que para as duas configurações consideradas a intensificação da transferência de calor cresce com o número de Reynolds (Re). Entretanto, observa-se que a configuração em que os GVL's foram posicionados à jusante do tubo (melhor configuração em termos de transferência de calor) é muito mais influenciada pelo número de Reynolds do que a outra configuração, na qual os GVL's foram posicionados à montante do tubo (melhor configuração em termos de perda de carga).

Um fato interessante ocorre quando observa-se a evolução da razão $[Nu/Nu_0] / [Cf/Cf_0]$ vide fig. 6.25. Nota-se que para a melhor posição em termos de transferência de calor esta relação permanece praticamente constante para a faixa de Re investigada, ou seja, a intensificação na transferência de calor e o aumento na perda de carga se equivalem para

fig. 6.24 - Influência do Número de Reynolds (Re) na Intensificação da Transferência de Calor.

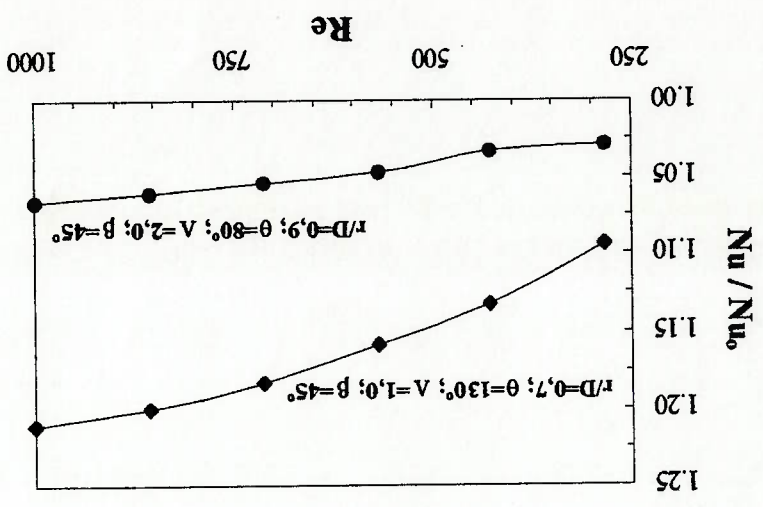
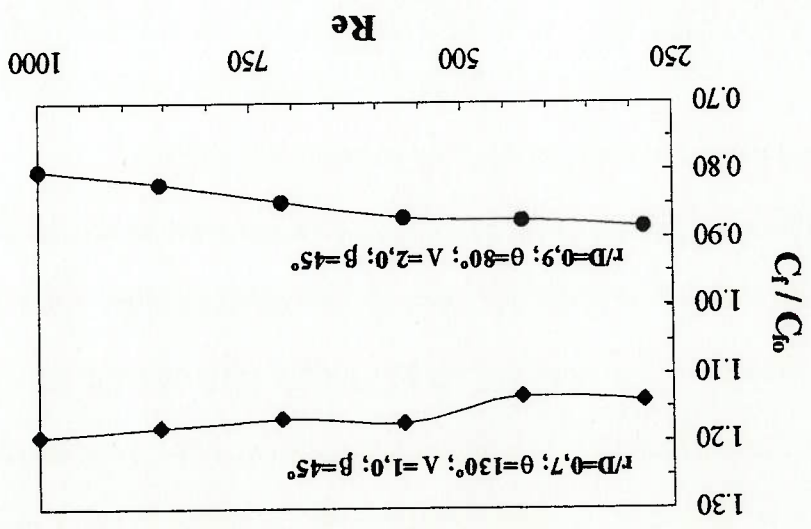


fig. 6.23 - Influência do Número de Reynolds (Re) na Perda de Carga.



esta configuração. Já no caso da melhor configuração em termos da perda de carga, nota-se que a razão é sempre crescente. Isto ocorre em função do fato de que o efeito de redução da perda de carga, e também a intensificação da transferência de calor, acentuam-se com o aumento do número de Reynolds (Re). É importante lembrar que para o caso da geometria sem GVL's a perda de carga apresenta um crescimento com o número de Reynolds (Re) mais acentuado do que o da transferência de calor.

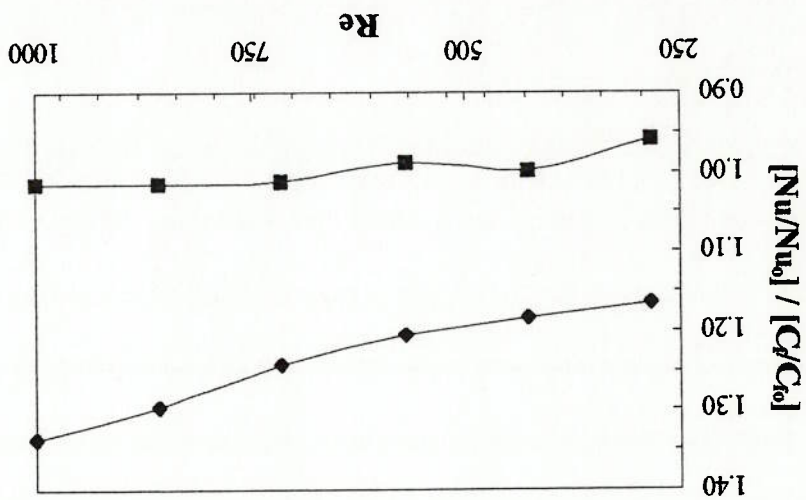


Fig. 6.25 - Variação da Relação entre Intensificação da Transferência de Calor e Alteração na Perda de Carga com o Número de Reynolds (Re).

CAPÍTULO 7 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho apresentou uma investigação numérica à respeito da influência de geradores de vórtices longitudinais (GVL's) do tipo meia asa delta na transferência de calor e perda de carga de um modelo simplificado de trocador de calor. O modelo computacional utilizado considerou dimensões básicas de trocador de calor real, sendo eliminadas todas as técnicas de intensificação já utilizadas nas aletas deste, tais como corrugações e venezianas, a fim de observar somente o efeito causado pelos GVL's. A influência de parâmetros como posição, ângulo de ataque e razão de aspecto dos geradores foi investigada através simulações, realizadas em regime permanente, utilizando o *software* PHOENICS (versão 2.0) para $284 \leq Re \leq 1000$.

Para $Re=284$, foram obtidas intensificações locais da transferência de calor de até 350% em alguns modelos, enquanto isso, as intensificações globais ficaram na sua maioria entre 1-9%, enquanto apenas um dos modelos ($r/D=0,9; \theta=80^\circ; A=2,0; \beta=15^\circ$) apresentou resultado negativo em termos de intensificação global, ou seja, a introdução dos geradores provocou uma diminuição no coeficiente de transferência de calor. Observou-se um aumento da intensificação global com o número de Reynolds, como já era esperado, sendo que a melhor configuração ($r/D=0,7; \theta=130^\circ; A=1,0; \beta=45^\circ$) atingiu cerca de 20% de intensificação para $Re=1000$.

Os resultados obtidos indicam ser possível reduzir a perda de carga e simultaneamente intensificar a transferência de calor neste tipo de geometria, com a utilização de geradores de vórtices posicionados adequadamente no canal. Observou-se que com os geradores

posicionados em $r/D=0,9$ e $\theta=80^\circ$ é possível obter redução na perda de carga entre 12-20%

($A=2,0$; $\beta=45^\circ$) na faixa de Reynolds considerada. A obtenção de tais resultados em termos

de perda de carga foi explicada pelo fato da colocação dos GVL's nesta posição causar uma

redução no arrasto de forma do tubo, de modo a compensar o acréscimo na perda de carga

que seria obtido com a introdução dos GVL's e ainda permitir um ganho líquido com relação

ao caso sem geradores. Como foi visto na revisão da literatura, Fiebig et al (1990) também

conseguiram obter efeito semelhante, no entanto, a posição encontrada experimentalmente

por estes autores não coincide com a obtida neste trabalho. A discrepância entre os

resultados parece estar fundamentalmente relacionada com a diferença de número de

Reynolds para os dois casos.

Em termos da influência da posição dos GVL's na transferência de calor, observou-se que

as melhores configurações foram aquelas em que os GVL's foram posicionados à jusante

do tubo ($\theta \geq 90^\circ$). Os resultados obtidos experimentalmente por FIEBIG et al (1990),

SABANAI (1996) e BAYÓN (1996) apresentaram a mesma tendência. Uma análise dos

resultados locais, em termos do campo de velocidades e distribuição dos coeficientes de

película, mostrou que as melhores posições em termos de intensificação da transferência de

calor foram as que conseguiram de alguma forma combinar dois efeitos:

- geração do vórtice longitudinal, cuja intensidade é dependente da velocidade local

do escoamento e do ângulo de ataque (β), de forma que o mesmo atue sobre uma região

de baixos coeficientes de película.

- aumento da velocidade do escoamento na região entre o vórtice principal e a região

de recirculação do tubo.

A influência do ângulo de ataque (β) foi investigada com o gerador em duas posições

diferentes, uma à jusante do tubo e outra à montante do mesmo. Os resultados obtidos

indicaram que o melhor ângulo de ataque fica em torno de $\beta=45^\circ$, o que está de acordo com o obtido por FIEBIG et al (1990). Não procurou-se identificar um valor exato para este ângulo ótimo como fizeram outros autores que estudaram canais retangulares (vide TIGGELBECK et al, 1993), pois uma vez que a direção local do escoamento varia significativamente com a posição neste tipo de geometria somente poderia ser obtido um resultado conclusivo após uma exaustiva investigação envolvendo parâmetros tais como posição no canal e número de Reynolds, os quais influenciavam de forma significativa o campo de velocidades que atinge o gerador de vórtices. Desta forma, conclui-se que a influência do ângulo de ataque tanto na intensificação da transferência de calor quanto na perda de carga é dependente da posição em que se coloca o GVL, sendo necessário um estudo mais detalhado a fim de identificar valores mais precisos para os ângulos ótimos em cada posição. A influência da razão de aspecto (Λ) do GVL foi investigada na faixa $1,0 \leq \Lambda \leq 2,0$. Os resultados obtidos mostraram que de forma geral os GVL's com razão de aspecto igual a 1,0 são os melhores em termos de transferência de calor. Isto ocorre em função do fato de que estes geradores apresentam maior área frontal, e portanto possuem uma área de influência maior, o que acaba resultando em maiores níveis de intensificação global da transferência de calor. Já em termos de perda de carga observou-se exatamente o contrário, ou seja, os melhores desempenhos foram sempre com razão de aspecto igual a 2,0. Este resultado é explicado pelo fato de geradores menores ($\Lambda=2,0$) produzirem menor arrasto em função de sua menor área frontal.

Com relação as dificuldades encontradas durante a investigação, alguns aspectos merecem ser citados. A utilização de um esquema de discretização de primeira ordem para os termos convectivos das equações de balanço fez com que houvesse a necessidade de utilizar-se malhas bastante refinadas a fim de minimizar efeitos de difusão numérica e obter resultados

com baixo nível de dependência da malha. Outro aspecto a ser ressaltado foi a dificuldade na convergência de alguns modelos em função do aparecimento de regiões com alta não-ortogonalidade dos volumes, o que implicou na necessidade de utilizar-se sub-relaxação forte a fim de obter-se a convergência, com um consequente aumento do tempo de simulação.

Na medida em que o presente trabalho apresenta-se como mais uma contribuição na área de conhecimento, apresentam-se algumas propostas para futuros trabalhos na área:

- estudo de formação de gelo em trocadores de calor que se utilizem de geometria semelhante a que foi considerada nesta investigação;

- estudo comparativo do desempenho de vários tipos de geradores de vórtices em canais tubo-aleta;

- estudar influência de GVL's num modelo mais completo de trocador de calor, considerando mais de uma fileira de tubos, condução na aleta, efeito do arranjo entre tubos, etc.

- estudo de uma técnica de intensificação combinada, utilizando por exemplo GVL's

e venezianas.

ANEXO - A

INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DOS GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS ($Re=284$)

Nas tabelas A1 e A2 são apresentados os resultados obtidos na investigação sobre a influência da posição dos GVL's na perda de carga e transferência de calor do canal tubo-aleta. Na Tabela A1 os modelos simulados estão classificados de acordo com o desempenho em termos de transferência de calor, e na Tabela A2 de acordo com o desempenho em termos de perda de carga. Os resultados são comparados com os valores de Nu_o e C_{fo} obtidos para o canal sem os geradores de vórtices:

$$\overline{Nu_o} = 4,780$$
$$C_{fo} = 0,213$$

É importante lembrar que estas simulações foram realizadas para $Re=284$, e que a razão de aspecto e o ângulo de ataque dos GVL's foram mantidos fixos ($\Delta=2,0$ e $\beta=45^\circ$).

Tabela A1 - Influência da Posição dos Geradores de Vórtices : Classificação em Termos da Intensificação da Transferência de Calor ($Re=284$).

r/D	θ	C_f	\overline{Nu}	C_f/C_{fo}	$\overline{Nu} / \overline{Nu}_o$
0,90	130°	0,229	5,130	1,08	1,07
0,70	130°	0,243	5,110	1,14	1,07
0,80	90°	0,211	5,100	0,99	1,07
0,90	110°	0,221	5,060	1,04	1,06
0,75	90°	0,220	5,050	1,03	1,06
0,80	110°	0,238	5,040	1,12	1,05
0,80	110°	0,231	5,000	1,08	1,05
0,70	90°	0,229	5,000	1,08	1,05
0,70	80°	0,213	5,000	1,00	1,05
0,85	90°	0,208	4,990	0,98	1,04
0,60	80°	0,227	4,990	1,07	1,04
0,70	150°	0,239	4,960	1,12	1,04
0,60	90°	0,223	4,950	1,05	1,04
0,90	90°	0,202	4,950	0,95	1,04
0,80	80°	0,214	4,950	1,00	1,04
0,60	70°	0,212	4,950	1,00	1,04
1,00	90°	0,204	4,950	0,96	1,04
1,00	80°	0,219	4,940	1,03	1,03
0,90	150°	0,218	4,920	1,02	1,03
0,90	80°	0,188	4,920	0,88	1,03
0,90	70°	0,239	4,910	1,12	1,03
0,80	150°	0,227	4,900	1,07	1,03
0,70	70°	0,244	4,890	1,15	1,02
0,60	110°	0,245	4,870	1,15	1,02
0,80	130°	0,246	4,870	1,15	1,02
0,60	130°	0,242	4,870	1,14	1,02
0,80	70°	0,236	4,870	1,11	1,02
0,60	150°	0,231	4,850	1,08	1,01

Tabela A2 - Influência da Posição dos Geradores de Vórtices :
Classificação em Termos da Perda de Carga (Re=284).

r/D	θ	C_f	$\overline{N_u}$	C_f/C_{f0}	$\overline{N_u} / \overline{N_{u0}}$
0,90	80°	0,188	4,920	0,88	1,03
0,90	90°	0,202	4,950	0,95	1,04
1,00	90°	0,204	4,950	0,96	1,04
0,85	90°	0,208	4,990	0,98	1,04
0,80	90°	0,211	5,100	0,99	1,07
0,60	70°	0,212	4,950	1,00	1,04
0,70	80°	0,213	5,000	1,00	1,05
0,80	80°	0,214	4,950	1,00	1,04
0,90	150°	0,218	4,920	1,02	1,03
1,00	80°	0,219	4,940	1,03	1,03
0,75	90°	0,220	5,050	1,03	1,06
0,90	110°	0,221	5,060	1,04	1,06
0,60	90°	0,223	4,950	1,05	1,04
0,60	80°	0,227	4,990	1,07	1,04
0,80	150°	0,227	4,900	1,07	1,03
0,90	130°	0,229	5,130	1,08	1,07
0,70	90°	0,229	5,000	1,08	1,05
0,80	110°	0,231	5,000	1,08	1,05
0,60	150°	0,231	4,850	1,08	1,01
0,80	70°	0,236	4,870	1,11	1,02
0,70	110°	0,238	5,040	1,12	1,05
0,70	150°	0,239	4,960	1,12	1,04
0,90	70°	0,239	4,910	1,12	1,03
0,60	130°	0,242	4,870	1,14	1,02
0,70	130°	0,243	5,110	1,14	1,07
0,70	70°	0,244	4,890	1,15	1,02
0,60	110°	0,245	4,870	1,15	1,02
0,80	130°	0,246	4,870	1,15	1,02

ANEXO - B

INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE ASPECTO DOS GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS

(Re=284)

A seguir são apresentados os resultados obtidos no estudo da influência da razão de aspecto dos GVL's na transferência de calor e perda de carga do canal tubo-aleta. É importante lembrar que tal estudo só foi conduzido para as melhores configurações em termos de posicionamento dos geradores, e manteve o ângulo de ataque fixo em 45°.

Tabela B1 - Influência da Razão de Aspecto dos Geradores de Vórtices

A	C _r	N _u	C _r /C _{fo}	N _u / N _{u_o}
1,00	0,208	4,960	0,98	1,04
1,25	0,196	4,960	0,92	1,04
1,50	0,189	4,960	0,89	1,04
1,75	0,188	4,960	0,88	1,04
2,00	0,188	4,920	0,88	1,03

(r/D=0,90; θ=80°; β=45°).

Tabela B2 - Influência da Razão de Aspecto dos Geradores de Vórtices

A	C _r	N _u	C _r /C _{fo}	N _u / N _{u_o}
1,00	0,242	5,230	1,14	1,09
1,50	0,237	5,210	1,11	1,09
2,00	0,243	5,110	1,14	1,07

(r/D=0,70; θ=130°; β=45°).

A	C_f	$\underline{N_u}$	C_f / C_{fo}	$\underline{N_u} / \underline{N_{u_0}}$
1,00	0,239	5,030	1,12	1,05
1,50	0,227	5,090	1,07	1,06
2,00	0,211	5,100	0,99	1,07

($r/D=0,80; \theta=90^\circ; \beta=45^\circ$).

Tabela B4 - Influência da Razão de Aspecto dos Geradores de Vórtices

A	C_f	$\underline{N_u}$	C_f / C_{fo}	$\underline{N_u} / \underline{N_{u_0}}$
1,00	0,234	5,180	1,10	1,08
1,50	0,228	5,170	1,07	1,08
2,00	0,229	5,130	1,08	1,07

($r/D=0,90; \theta=130^\circ; \beta=45^\circ$).

Tabela B3 - Influência da Razão de Aspecto dos Geradores de Vórtices

ANEXO - C

INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE ATAQUE DOS GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS

(Re=284)

À seguir são apresentados os resultados obtidos no estudo da influência do ângulo de ataque dos GVL's na transferência de calor e perda de carga do canal tubo-aleta. É importante lembrar que tal estudo só foi conduzido para duas configurações (vide Tabelas C1 e C2), e manteve a razão de aspecto fixa em 2,0.

Tabela C1 - Influência do Ângulo de Ataque dos Geradores de Vórtices

β	C_f	\overline{Nu}	C_f/C_{fo}	$\overline{Nu} / \overline{Nu}_o$
60°	0,198	4,850	0,93	1,01
45°	0,188	4,920	0,88	1,03
30°	0,198	4,760	0,93	1,00
15°	0,197	4,720	0,92	0,99

($r/D=0,90$; $\theta=80^\circ$; $\Lambda=2,0$)

Tabela C2 - Influência do Ângulo de Ataque dos Geradores de Vórtices

β	C_f	\overline{Nu}	C_f/C_{fo}	$\overline{Nu} / \overline{Nu}_o$
60°	0,228	5,060	1,07	1,06
45°	0,243	5,115	1,14	1,07
30°	0,230	5,067	1,08	1,06
15°	0,213	5,019	1,00	1,05

($r/D=0,70$; $\theta=130^\circ$; $\Lambda=2,0$)

INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE REYNOLDS

ANEXO - D

(284 Re 1000)

A investigação sobre a influência do número de Reynolds foi conduzida para a melhor configuração em termos de perda de carga ($r/D=0,90; \theta=80^\circ; A=2,0; \beta=45^\circ$) e para a melhor configuração em termos da transferência de calor ($r/D=0,70; \theta=130^\circ; A=1,0; \beta=45^\circ$). Os resultados são apresentados nas Tabelas D2 e D3 respectivamente. A Tabela D1 apresenta os resultados obtidos para o canal sem geradores de vórtices.

Tabela D1 - Influência do Número de Reynolds

Re	C_f	Nu
284	0,213	4,780
427	0,172	5,150
570	0,145	5,540
714	0,131	5,900
857	0,121	6,250
1000	0,114	6,580

(Tubo-Aleta s/ GVL's).

Tabela D2 - Influência do Número de Reynolds

($r/D=0,90; \theta=80^\circ; A=2,0; \beta=45^\circ$)

Re	C_f	Nu	C_f/C_{fo}	Nu/Nu_o
284	0,188	4,920	0,88	1,03
427	0,150	5,320	0,87	1,03
570	0,126	5,800	0,87	1,05
714	0,111	6,220	0,85	1,05
857	0,099	6,630	0,82	1,06
1000	0,091	7,020	0,80	1,07

Re	C_f	Nu	C_f/C_{fo}	Nu/Nu_o
284	0,243	5,230	1,14	1,09
427	0,195	5,830	1,13	1,13
570	0,170	6,420	1,17	1,16
714	0,153	6,980	1,17	1,18
857	0,143	7,500	1,18	1,20
1000	0,136	7,970	1,19	1,21

($r/D=0,70$; $\theta=130^\circ$; $A=1,0$; $\beta=45^\circ$)

Tabela D3 - Influência do Número de Reynolds

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BAKER, C. J., The laminar horseshoe vortex. *J. Fluid Mech.*, vol. 95, part 2, p. 347-367, 1979.
- BALARAS, C. A., A Review of Augmentation Techniques for Heat Transfer Surfaces in Single-Phase Heat Exchangers. *Energy*, vol. 15, n. 10, p. 899-906, 1990.
- BAYÓN, J. J. G., Análise Experimental da Intensificação da Transferência de Calor Através de Geradores de Vórtices Utilizando a Técnica de Sublimação de Nafatleno. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, 1996.
- BERGLES, A. E., Heat Transfer Enhancement - Second Generation Heat Transfer Technology. *Proc. of The 11th ABCM Mechanical Engineering Conference*, São Paulo, 1991.
- BISWAS, G., CHATTOPADHYAY, H., Heat Transfer in a Channel with Built-In Wing-Type Vortex Generators. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 35, n. 4, p. 803-814, 1992.
- BISWAS, G., MITRA, N. K., FIBIG, M., Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 37, n. 2, p. 283-291, 1994.
- BROCKMEIER, U., FIBIG, M., GUNTERMANN, T., MITRA, N. K., Heat Transfer Enhancement in Fin-Plate Exchangers by Wing Type Vortex Generators. *Chem. Eng. Technol.*, 12, p. 288-294, 1989.
- FIBIG, M., Longitudinal Vortex Generators for Heat Transfer Augmentation, *Proc. of EUROTHERM - 93*, Bochum, 1993.
- FIBIG, M., MITRA, N. K., DONG, Y., Simultaneous Heat Transfer Enhancement and Flow Loss Reduction of Fin-Tube. *Heat Transfer - 1990*, Hemisphere, 1990.
- FIBIG, M., MITRA, N. K., DONG, Y., Heat Transfer Enhancement and Drag by Longitudinal Vortex Generators in Channel Flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 4, p. 103-114, 1991.
- GERALD, C. F., WHEATLEY, P. O., *Applied Numerical Analysis*. Addison Wesley, 1993.
- GOLDSTEIN, R. J., Measurement of Local Mass Transfer on a Surface in the Region of the Base of a Protuding Cylinder with a Computer-Controlled Data Acquisition System. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 28, No. 5, p. 977-985, 1985.
- KAYS, W. M., LONDON, A. L., *Compact Heat Exchangers*. McGraw-Hill Book Co., 3rd Ed., New York, 1984.

MALISKA, C. R., *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: Fundamentos e Coordenadas Generalizadas*. LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora, 1995.

PATANRKAR, S. V., *Numerical Heat and Fluid Flow*. Hemisphere, 1980.

PERIĆ, M., *Analysis of Pressure-Velocity Coupling on Nonorthogonal Grids*. Numerical Heat Transfer, part B, vol. 17, p. 63-82, 1990.

SABANAI, H. J., *Intensificação da Transferência Calor através de Geradores de Vórtices em Trocadores de Calor Tubo-Alta*. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, 1996.

SANCHEZ, M., MITRA, N. K., FIEBIG, M., Conjugate Heat Transfer in Three Dimensional Channel with a Built-in Cylinder and Vortex Generators. Heat Transfer - 1990, Hemisphere, 1990.

SHAH, R.K., BHATTI, M. S., *Laminar Convective Heat Transfer in Ducts*. In: KAKAÇ, S., SHAH, R. K., AUNG, W., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, p. 341-342, New York (1987).

SPARROW, E. M., Heat Transfer Adjacent to the Attached End of Cylinder in Crossflow. *Int. J. of Heat Mass Transfer*, vol. 27, n. 2, p. 233-242, 1984.

TIGGELBECK, St., MITRA, N. K., FIEBIG, M., *Experimental Investigations of Heat Transfer Enhancement and Flow Losses in a Channel with Double Rows of Longitudinal Vortex Generators*. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 36, n. 9, p. 2327-2337, 1993.

TORII, K., YANAGIHARA, J. I., NAGAI, Y., *Heat Transfer Enhancement by Vortex Generators*. *Proc. of The ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference*, p. 77-83, 1991.

VALENCIA, A., FIEBIG, M., MITRA, N. K., *Wing-Type Vortex Generators for Fin-and-Tube Heat Exchangers*. *Exp. Thermal Fluid Sci.*, n. 7, p. 287-295, 1993.

YANAGIHARA, J. I., TORII, K., *Heat Transfer Characteristics of Laminar Boundary Layers in the Presence of Vortex Generators*. *Proc. of 9th Int. Heat Transfer Conference*, Jerusalem, vol. 6, p. 323-328, 1990.

YANAGIHARA, J. I., TORII, K., *Enhancement of Laminar Boundary Layer Heat Transfer by Longitudinal Vortices*. *Proc. of 4th Int. Symposium of Transport Phenomena in Heat and Mass Transfer*, Sydney, 1991a.

YANAGIHARA, J. I., TORII, K., *Heat Transfer Augmentation by Longitudinal Vortices*. *Proc. of 11th ABCM Mechanical Engineering Conference*, São Paulo, 1991b.

ZUKAUSKAS, A., Heat Transfer from Tubes in Crossflow. In: HARNETT, J. P.,
IRVINE JR, T. F., Advances in Heat Transfer, vol. 8, Academic Press, 1972, p. 93-
160.