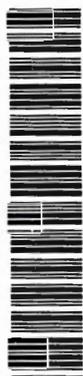


✓

**ESTUDO DO FLUXO CONVECTIVO DE AR
INDUZIDO
POR PLACAS AQUECIDAS NO INTERIOR
DE CANAIS VERTICAIS**

WALDEMIR SILVA DE LIMA

DEDALUS - Acervo - EESC



31100035720

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof^o Dr. **Samuel W. Celere**

SÃO CARLOS

1997



Class.	TESE-EESC
Curr.	B.O.A.B.
Tombo	T115/97

Área: Engenharia Mecânica

31100035720

at 0934230

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

L732e Lima, Waldemir Silva de
Estudo do fluxo convectivo de ar induzido
por placas aquecidas no interior de canais
verticais / Waldemir Silva de Lima. -- São
Carlos, 1997.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1997.
Área: Engenharia Mecânica

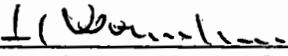
Orientador: Prof. Dr. Samuel W. Celere

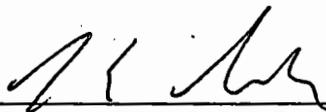
1. Convecção natural. 2. Indução de fluxo.
3. Escoamento em canais. I. Título

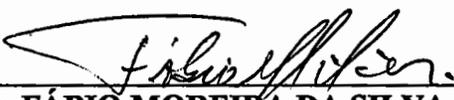
FOLHA DE APROVAÇÃO

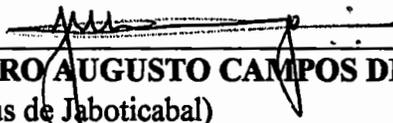
Candidato: Engenheiro **WALDEMIR SILVA DE LIMA**

Tese defendida e aprovada em 19-6-1997
pela Comissão Julgadora:

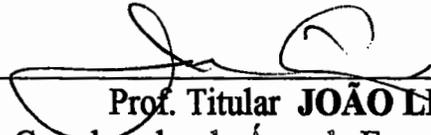

Prof. Doutor **SAMUEL WASHINGTON CELERE (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

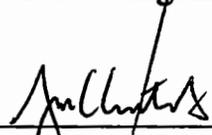

Prof. Doutor **FERNANDO EDUARDO MILIOLI**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)


Prof. Doutor **FÁBIO MOREIRA DA SILVA**
(Universidade Federal de Lavras- MG)


Prof. Titular **JAIRO AUGUSTO CAMPOS DE ARAÚJO**
(UNESP - Campus de Jaboticabal)


Prof. Doutor **JOÃO MARIA DOS SANTOS**
(UNESP - Campus de Guaratinguetá)


Prof. Titular **JOÃO LIRANI**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica


JOSÉ CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

Aos meus Pais Damião e Maria do Carmo,
a minha ex - Esposa Sandra Maria e aos
meus filhos Karla Andréa , Waldemir Jr.,
Vladimir, Ivan, Laís e Karl.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof^o Dr. Samuel Washington Celere, por sua imprescindível orientação e ajuda fornecida durante a elaboração deste trabalho.

Aos Prof^s Drs. Duilio Venanzi, Fernando Millioli, Antônio Moreira, José Jabardo e Murilo Romero.

Aos técnicos Roberto Lourenço, Rubens Crnkovic, Roberto Pratavieira e Eng^o José Torres do Laboratório de Termodinâmica e aos técnicos Cláudio e China do Laboratório de Dinâmica.

Aos amigos Paulo, Ernany, Sebastião Sérgio, Hélio Glauco, I. Guedes, Facin, Luimar, Newton, Washington.

EM ESPECIAL

A Tânia Margareth da Silva

A Sr^a Neuza Terezinha M. Celere

A Josefa M. B. Andrade

A Silvana Maria F. Santos

A Helena M. Peres

Ao José Roberto Bogni

Ao Carlos Augusto Andrade

Ao Antônio José dos Santos

Ao Antônio de O. Silva

Ao Programa PICD/CAPES

EM MEMÓRIA

Sérgio Venanzi

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE SÍMBOLOS	iv
RESUMO	viii
ABSTRACT	ix
1 INTRODUÇÃO	01
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTOS TEÓRICOS	04
2.1 Revisão Bibliográfica	04
2.2 Fundamentos teóricos	20
2.2.1 Convecção	20
2.2.2 A camada Limite	21
2.2.3 Fluido de Trabalho	23
2.2.4 Cálculo do Coeficiente de Convecção	23
2.2.5 Números Adimensionais Característicos	24
2.2.6 Temperaturas Médias	25
2.2.7 Posição da Placa	25
2.2.8 Equações Governantes	26
3 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO E METODOLOGIA	32
3.1 Temperaturas de Trabalho	33
3.2 Câmara Externa	34
3.3 Câmara de Estabilização	35
3.4 Canal de Escoamento	37
3.5 Placa de Aquecimento	38

3.5.1 Placa Protótipo	38
3.5.2 Confeção da Placa de Aquecimento	40
3.5.3 Teste da Placa de Aquecimento	40
3.6 Medidor de Vazão	42
3.7 Termopares	48
3.8 Trocador de Calor	49
3.9 Teste do Trocador de Calor e Anemômetro	50
3.10 Metodologia de Trabalho	51
4 TOMADA E REDUÇÃO DE DADOS	53
4.1 Verificação das Propriedades do Canal	53
4.2 Balanço Energético do Sistema	54
4.3 Correlação de Dados	57
4.4 Tomada de Dados	59
4.5 Diferença de Potencial Elétrico	61
4.6 Corrente Elétrica	61
4.7 Potência Elétrica de Aquecimento da Placa	62
4.8 Temperatura	62
4.9 Temperatura Média da Placa de Aquecimento	63
4.10 Temperatura Média da Câmara Externa	64
4.11 Temperatura Média da Câmara de Estabilização	64
4.12 Temperatura Média do Ar	64
4.13 Temperatura de Filme	65
4.14 Temperatura da Parede	65
4.15 Pressão	66
4.16 Coeficiente de Expansão Térmica	66
4.17 Dimensão Característica	66
4.18 Vazão	67
4.19 Número de Nusselt	69
4.20 Número de Rayleigh	69

4.21 Número de Reynolds	69
4.22 Redução de Dados dos Ensaios do Dia 12.06.96 - Placa Polida	70
5 ANÁLISE DOS RESULTADOS	72
5.1 Placa Polida	72
5.1.1 Temperaturas Médias	72
5.1.2 Números de Nusselt	74
5.1.3 Número de Rayleigh	76
5.1.4 Número de Reynolds	77
5.1.5 Correlações	79
5.2 Placa Negra	80
5.2.1 Temperaturas Médias	80
5.2.2 Número de Nusselt	82
5.2.3 Número de Rayleigh	85
5.2.4 Número de Reynolds	85
5.2.5 Correlações	88
6 CONCLUSÕES	91
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	94
APÊNDICE 1	
APÊNDICE 2	

LISTA DE FIGURAS

Fig. 2.1 - Vista do sistema térmico de indução de ar	04
Fig. 2.2 - Camada limite cinética	22
Fig. 2.3 - Camada limite térmica	22
Fig. 3.1 - Vistas da estação simuladora	32
Fig. 3.2 - Gráfico do Intervalo da variação da temperatura de trabalho	34
Fig. 3.3 - Vista do canal nivelado e pintado de branco	38
Fig. 3.4 - Vista da distribuição dos termopares no canal	38
Fig. 3.5 - Teste da placa protótipo	39
Fig. 3.6 - Vistas dos detalhes da placa de aquecimento	40
Fig. 3.7 - Variação percentual da temperatura na superfície do isolamento térmico	41
Fig. 3.8 - Fotografias da placa de aquecimento	42
Fig. 3.9 - Esquema da simulação para determinar a vazão de ar	42
Fig. 3.10 - Detalhes de construção do Anew02	44
Fig. 3.11 - Curva de calibração do AnewL ₃	45
Fig. 3.12 - Curva de calibração da bomba de alta vazão	46
Fig. 3.13 - Calibração do Shunt	46
Fig. 3.14 - Curva de calibração do Shunt	47
Fig. 3.15 - Curva de calibração do Anew02	47
Fig. 3.16 - Vistas dos anemômetros de fio quente	48
Fig. 3.17 - Calibração dos termopares	48
Fig. 3.18 - Curva de calibração dos termopares	49
Fig. 3.19 - Fotografia da placa dentro do canal	49
Fig. 3.20 - Teste do sistema trocador de calor x anemômetro	50
Fig. 4.1 - Geometria do modelo de transferência de calor	53
Fig. 4.2 - Volume de controle para o balanço térmico do sistema	55
Fig. 4.3 - Circuito térmico equivalente para a parede do canal	56
Fig. 4.4 - Detalhes da sala de tomada de dados	60
Fig. 5.1.1 - Gráficos das temperaturas médias da placa polida nas ranhuras 1,2 e 3	73
Fig. 5.1.2 - Gráfico da variação do número de Nusselt da placa polida com a tensão	

e com a posição da placa no canal	74
Fig. 5.1.3 - Gráfico da variação do número de Nusselt médio com o número de Rayleigh modificado médio com a tensão e posição da placa no canal	75
Fig. 5.1.4 - Gráficos dos números de Reynolds e Nusselt médios globais em todas as tensões e posições estudadas	76
Fig. 5.1.5 - Gráfico da variação do número de Nusselt médio global x Reynolds médio global em todas as posições da placa no canal	76
Fig. 5.1.6 - Gráfico da variação do número de Rayleigh com a tensão e com a posição da placa polida no canal	77
Fig. 5.1.7 - Gráfico da variação da indução de ar em todas as tensões e posições da placa polida no canal	78
Fig. 5.1.8 - Gráfico das vazões a montante e a jusante em todas as tensões e posições da placa polida no canal	78
Fig. 5.1.9 - Gráfico do número de Reynolds do escoamento a montante e a jusante em todas as tensões e posições da placa polida no canal	79
Fig. 5.2.1 - Gráficos das temperaturas médias da placa negra nas ranhuras 1, 2 e 3	81
Fig. 5.2.2 - Gráfico da variação do número de Nusselt com a tensão e com a posição da placa negra no canal	82
Fig. 5.2.3 - Variação do número de Nusselt médio com o número de Rayleigh médio em todas as tensões e posições ocupadas pela placa negra no canal	83
Fig. 5.2.4 - Variação dos números de Reynolds e números de Nusselt globais médios em todas as tensões e posições ocupadas pela placa negra no canal	84
Fig. 5.2.5 - Gráfico da variação do número de Nusselt médio global x Reynolds médio global em todas as tensões e posições ocupadas pela placa negra no canal	84
Fig. 5.2.6 - Gráfico da variação do número de Rayleigh com a tensão e com a posição da placa negra no canal	85
Fig. 5.2.7 - Gráfico da variação da indução de ar no canal em todas as tensões e posições da placa negra no canal	86

- Fig. 5.2.8 - Gráfico das vazões a montante e a jusante em todas as tensões e posições da placa negra no canal 86
- Fig. 5.2.9 - Gráfico do número de Reynolds do escoamento a montante e a jusante em todas as tensões e posições da placa no canal 87
- Fig. 5.2.10 - Gráfico dos números de Reynolds médios a montante e jusante para o escoamento do fluxo de ar induzido pelas placas polida e negra em todas as tensões e posições da placa no canal 87

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	(m ²)
A _c	Área da seção transversal do canal	(m ²)
A _s	Área da superfície da placa	(m ²)
b	Largura do canal	(m)
C ₁ , C ₂	Constantes de integração	
C _p	Calor específico a pressão constante	(kJ/kg.K)
D	Derivada substantiva (símbolo)	
D _h	Diâmetro hidráulico	(m)
E _m	Erro (símbolo)	
E	Energia	(J)
E _b	Emitância do corpo negro	(W)
e _m	Espessura da madeira	(m)
e _{is}	Espessura do isolante	(m)
\vec{f}	Vetor força de corpo	(N)
g	Aceleração da gravidade	(m/s ²)
h	Coefficiente de convecção, Coeficiente de película	(W/m ² .K)
\bar{h}	Coefficiente médio de convecção	(W/m ² .K)
i	Energia	(J)
k	Condutibilidade térmica	(W/m.K)
k _f	Condutibilidade térmica na temperatura de filme	(W/m.K)
L	Comprimento do vão do canal	(m)
L _{APL}	Altura após a placa	(m)
L _C	Altura do canal	(m)
L _{PL}	Altura da placa	(m)
\dot{m}	Vazão de ar induzido	(m ³ /s)
\dot{m}_j	Vazão de ar induzido à jusante	(m ³ /s)
\dot{m}_m	Vazão de ar induzido à montante	(m ³ /s)
Nu	Número de Nusselt (adimensional)	
Nu _j	Número de Nusselt à jusante	

Nu_m	Número de Nusselt à montante	
p	Pressão genérica	(Pa)
P	Perímetro molhado	(m)
P_o	Pressão atmosférica média	(kPa)
Pr	Número de prandtl	(adimensional)
$P_{X,Y}$	Posição genérica da placa	X=1,2,3 e Y=1,2,3
q	Calor	(W)
q'' , Q	Fluxo bi-dimensional de calor	(W/m ²)
q'''	Fluxo tri-dimensional de calor	(W/m ³)
Ra	Número de Rayleigh	(adimensional)
Ra^*	Número de Rayleigh modificado	$Ra^* = \left(\frac{L}{L_c} \right) Ra$
Re	Número de Reynolds	(adimensional)
R_t	Resistência térmica total	(K/W)
t	Tempo	(s)
T	Temperatura	(K)
\bar{T}_{AR}	Temperatura do ar	(K)
\bar{T}_{CE}	Temperatura média da câmara estabilizadora	(K)
\bar{T}_{CEX}	Temperatura média da câmara externa	(K)
\bar{T}_{EX}	Temperatura externa do canal	(K)
\bar{T}_f	Temperatura de filme	(K)
T_{inc}	Temperatura no interior do canal	(K)
T_{is}	Temperatura na superfície do isolamento	(K)
T_o	Temperatura média do ar na entrada do canal	(K)
\bar{T}_{PA}	Temperatura média da parede do canal	(K)
\bar{T}_{PAj}	Temperatura média da parede à jusante	(K)
\bar{T}_{PAm}	Temperatura média da parede à montante	(K)
T_{Pex}	Temperatura da parede externa	(K)
T_{pin}	Temperatura da parede interna	(K)

\bar{T}_{PL}	Temperatura média da placa	(K)
T_s	Temperatura da superfície	(K)
T_∞	Temperatura da vizinhança	(K)
u	Componente de velocidade na direção x	(m/s)
U	Coefficiente global de transferência de calor	(W/m ² .K)
v	Componente de velocidade na direção y	(m/s)
V_{APL}	Vão do canal após a placa	(m)
V_C	Vão do canal	(m)
x	Variável aleatória	
X	Deslocamento horizontal da placa no interior do canal	(m)
y	Variável aleatória	
Y	Deslocamento vertical da placa no interior do canal	(m)
z	Variável aleatória	
w	Componente de velocidade	(m/s)
W	Trabalho mecânico	(J)
W	Watt	
α	Difusividade Térmica	(m ² /s)
β	Coefficiente de expansibilidade térmica	(K ⁻¹)
Δ	Delta	(Símbolo)
ε	Emissividade	(adimensional)
Φ	Função dissipação	(s ⁻²)
λ	Comprimento de onda	(m)
μ	Viscosidade dinâmica	(N.s/m ²)
ν	Viscosidade cinemática	(m ² /s)
Σ	Somatório	(símbolo)
ρ	Massa específica do ar	(Kg/m ³)
σ	Constante de irradiação de Stefan-Boltzman	(W/K ⁴)
\int	Integral	(símbolo)
∂	Diferencial parcial	(símbolo)
∇	Operador nabra	(símbolo)

∇^2

Laplaciano

(símbolo)

RESUMO

O presente trabalho estuda o fluxo de ar induzido por uma placa tipo “sandwich” aquecida no interior de um canal vertical com paredes paralelas. O modelo constitui-se de um canal de seção transversal retangular com paredes duplas de compensado naval separadas por uma camada de poliestireno expandido montado na parte superior de uma câmara de estabilização, de modo que a placa aquecida, suspensa pelos termopares e cabos de alimentação nela embutidos, deslizasse em seu interior ocupando um total de nove posições. O fluxo de ar induzido foi medido por anemômetros de fio quente desenvolvidos especificamente para esse fim. A placa foi considerada isotérmica e o canal, de paredes adiabáticas. A partir da potência elétrica fornecida à placa, das temperaturas e vazões de ar envolvidas e da posição da placa no canal, obtiveram-se correlações para o número de Nusselt médio global em função do número de Rayleigh médio global modificado e do número de Reynolds médio global com erro máximo de 6,88% para o caso da placa polida e da placa pintada de preto. Os resultados mostraram que a placa pintada de preto é em média 24,435% mais eficiente como indutora de fluxo de ar e, a melhor posição para uso da placa como sistema de exaustão ambiental é localizando-a na parte central superior do canal.

Palavras-chave: Convecção natural; Indução de Fluxo; escoamento em canais.

ABSTRACT

The present work study the induced air flux for a sandwiched heated plate within a vertical wall channel. The constituted studied model was a channel with a rectangular cross section and, double naval veneer wall, spaced for a thin layer of expanded polystyrene mounted at the upper part of a stabilisation chamber giving possibility by this way, that the heated plate, lifted for your owns embedded thermocouples and electrical feedings wires, could slip in the inner part of the channel, standing in a total of nine positions. The induced air flux was measured by a hot wire anemometer specially designed to this. The plate was considered isothermal and the channel, with adiabatic walls. With the delivered electric power to the plate, temperatures, flow mass of air and plate's position, was determined mathematical correlation to determine the over-all mean Nusselt number like a function of the over-all mean modified Rayleigh number and of the over-all mean Reynolds number, with a 6,88% fraction of maximum error to the polished and black painted plate's cases. The results showed that the black painted plate have an effectiveness 24,435% higher than the polished plate to induce flux of air and, that the better position to use the plate like environmental exhaustion system is locating it in the upper central part of the channel.

Key words: Natural convection; Induced flux; Outflow in channels.

1 - INTRODUÇÃO

Convecção natural é um processo de transporte de energia que acontece como resultado do movimento de um fluido, induzido por flutuações que ocorrem na presença de um campo de força de corpo. Este processo é frequentemente utilizado em construções industriais bem como em algumas tecnologias nucleares, em resfriamento de placas de circuitos eletrônicos, e outros campos tais como na arquitetura através do efeito chaminé, como meio de exaustão natural.

O interesse industrial do problema de placas verticais paralelas aquecidas ou resfriadas por convecção natural conduziu o estudo da modelagem de tais problemas a uma seqüência de refinamentos e sucessivas aproximações, visando melhorar cada vez mais a compreensão do fenômeno, em virtude das suas características de baixo nível de ruído de operação, baixo custo, fácil manutenção e simplicidade.

O mais simples modelo de transferência de calor em tais situações segundo SHYY, W & RAO, M. M. (1993), foi proposto primeiramente por ELEMBAAS (1942) que fez medidas de transferência de calor de fluxo natural convectivo entre placas verticais isotérmicas. Ele determinou que no limite de pequenas larguras de vão, o número de Nusselt é proporcional ao número de Rayleigh do canal de escoamento. Em seguida o problema de placas verticais isotérmicas foi também estudado por SPARROW & GREGG (1956) que segundo GUO, Z. W. & WU, X. B. (1993), obtiveram uma solução similar utilizando uma única placa, com condições de fronteiras de fluxo constante de calor, fortalecendo deste modo, a hipótese inicial de ELEMBAAS.

Os resultados de ELEMBAAS segundo SHYY, W & RAO, M. M. (1993), vieram mais uma vez a ser confirmados através de um estudo efetuado por BODOIA & OSTERLE (1962) que investigaram numericamente o problema de placas paralelas isotérmicas, usando as considerações da camada limite e assumindo perfis uniformes de temperatura e velocidade de entrada. SOBEL et al. (1966) segundo TANDA, G. (1993) resolveu numericamente o mesmo problema em para placas verticais paralelas sujeitas a condições de fronteiras de fluxo de calor constante.

Muitos foram os trabalhos publicados por diversos autores sobre o estudo de convecção natural em canais verticais, horizontais, e inclinados com paredes paralelas, entretanto, verificou-se que mesmo diante da variedades dos temas pesquisados com referência ao assunto de convecção natural em canais de paredes de placas paralelas, placas verticais ou ambientes enclausurados, existiam ainda lacunas neste assunto que precisavam ser preenchidas. Nasce assim a idéia do estudo do fluxo induzido por efeito chaminé em canais verticais de paredes de placas paralelas utilizando uma placa aquecida indutora de fluxo. O estudo desenvolve-se em duas etapas, consistindo a primeira na investigação de uma placa aquecida polida como indutora do fluxo convectivo, no interior do canal vertical de paredes paralelas. E, a segunda, na repetição das mesmas experiências utilizando, desta vez, uma placa indutora aquecida com as mesmas características físicas e geométricas, a menos da cor, que, para este segundo caso, era pintada de preto fosco.

Os ensaios aos quais nos referimos, consistem em posicionar a placa em uma dada posição no interior do canal, fornecendo a esta, uma determinada potência elétrica capaz de produzir o seu aquecimento por efeito Joule, repetindo-se esta operação em cada potência para um conjunto de nove posições da placa dentro do canal. Considerando-se a variedade de posições da placa no interior do canal, as condições da placa ser polida ou pintada de preto fosco, bem como a condição dos dados relativos à vazão de ar induzido pela placa aquecida serem medidos por um tipo particular de anemômetro de fio quente, especialmente desenvolvido para este fim, assegura-se deste modo, uma grande distinção entre o presente trabalho e os demais já publicados, conferindo a este um alto grau de complementaridade aos estudos teóricos e experimentais produzidos até a presente data.

Os principais objetivos do presente estudo consistem em medir experimentalmente as propriedades termofísicas envolvidas no fenômeno, para cada caso. A partir dos valores obtidos serão calculadas grandezas tais como: vazão do fluxo induzido, número de Nusselt, número de Reynolds e número de Rayleigh os quais deverão ser correlacionados de modo a possibilitar a determinação das taxas de transferência de calor entre a placa e o ar em função da posição da placa no interior do canal e da potência elétrica fornecida à placa; relações entre fluxo de ar induzido e

potência elétrica fornecida à placa, e, também, em função da posição da placa no interior do canal; natureza do tipo de escoamento. Será feita então uma comparação posterior, considerando-se os efeitos produzidos pela placa de cobre polido e os efeitos produzidos pela placa pintada de preto fosco, de maneira que possam nos conduzir a conclusões definitivas, com o maior grau de confiabilidade possível, sobre a otimização dos processos em cada caso. É possível deste modo, fazerem-se afirmações sobre qual o melhor caso em situações genéricas.

Para o presente estudo, entende-se por caso ótimo, à situação que proporcione uma maior vazão ou que maximize os coeficientes de trocas de calor para uma mesma potência de aquecimento, e para uma dada posição da placa no interior do canal.

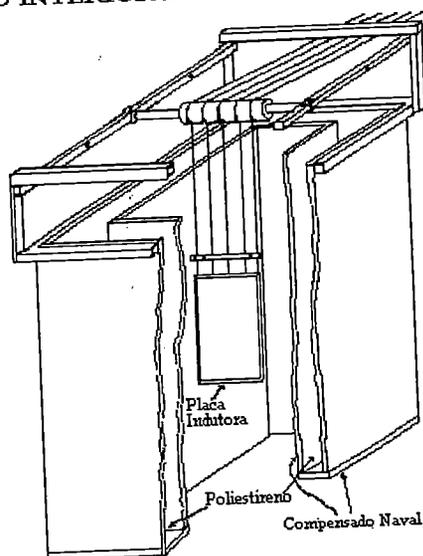
Após a definição da montagem ideal para o sistema, o estudo aqui desenvolvido apresenta-se como uma opção de baixo custo, fácil montagem, fácil utilização e manutenção para os sistemas de exaustão industrial ou mesmo residencial já existentes.

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Muitos trabalhos têm sido publicados por diversos pesquisadores tentando explicar o fenômeno da transferência de calor em dutos e placas planas. Na tentativa de fornecer mais subsídios para um melhor entendimento destes processos, apresenta-se este trabalho visando determinar as trocas de calor e a indução do fluxo do fluido no interior de um canal vertical com paredes adiabáticas produzido por uma placa isotérmica aquecida.

ESQUEMA DE MONTAGEM DA PLACA NO INTERIOR DO CANAL



DESENHO EM ESCALA

Fig. 2.1 - Vista do sistema térmico de indução de ar.

Para estudo e compreensão do fenômeno, consideramos um sistema composto basicamente por um conjunto constituído por um canal vertical de seção retangular com paredes termicamente isoladas, supostas adiabáticas e, uma placa isotérmica aquecida a uma temperatura superior à temperatura ambiente, capaz de trocar calor com o fluido de trabalho o qual, recebendo calor da placa de

aquecimento, sofre uma variação de massa específica, ficando submetido a um empuxo ascensional e assim induzindo-se a um fluxo ascendente.

A Figura (2.1) ilustra uma vista do sistema térmico proposto na intenção de explicar de maneira simplificada, as características envolvidas no estudo deste fenômeno.

Diversos são os trabalhos teóricos e experimentais sobre este assunto, os quais estudaram trocas de calor em canais verticais em diversas condições e diferentes possibilidades a saber:

- Estudo da convecção entre placas paralelas verticais aquecidas, foi efetuado por NAYLOR et al. (1991) que investigou numericamente a convecção livre bi-dimensional permanente entre placas isotérmicas verticais incluindo efeito de entrada de fluxo. E, apresentou resultados para $Pr = 0.7$, $50 \leq Gr_b \leq 5 \times 10^4$ onde observou fenômenos de separação de fluxo na entrada e seus resultados concluem que a solução elíptica plena é necessária para obter acuracidade nas quantidades locais próximas à entrada do canal.

RAMANATHAN & KUMAR (1991) ao efetuarem investigação semelhante conduziram um estudo paramétrico para vários números de Prandtl e razão de comprimento e concluíram que condução vertical deve ser considerada para canais com razão de comprimento menor que 10 para $Pr = 0.7$.

BODOIA & OSTERLE (1962) expressaram em forma de diferenças finitas e resolveram numericamente, as equações da continuidade, momentum e energia obtendo resultados para variações de velocidade, temperatura e pressão através do campo fluido para verificar o desenvolvimento de convecção livre entre placas verticais aquecidas e compararam os resultados dessa investigação teórica com o trabalho experimental de ELEEMBAS (1942).

Um estudo experimental abordando transferência de massa por convecção natural laminar, transição e convecção turbulenta adjacente a superfícies vertical e inclinadas voltadas para cima foi efetuado por LLOYD et al. (1972) empregando uma técnica eletroquímica, seus resultados sobre os coeficientes de massa laminar local medidos concordaram muito bem com os resultados analíticos, para ambas superfícies vertical e inclinada. O número de Rayleigh marcando o início da transição de laminar

para turbulento variou com o ângulo de inclinação, diminuindo com o aumento da inclinação partindo da vertical. No regime de transição ficaram em evidência significantes variações no sentido do vão nas taxas de transferência de massa instantânea e média para superfícies inclinadas em ângulos maiores que 15° com a vertical.

KOBUS & WEDEKIND (1996) formularam um modelo teórico utilizando uma técnica integral, para descrever o desenvolvimento da camada limite térmica e, obtiveram casos de soluções aproximadas para $0.72 \leq Pr \leq 10$ para prever o coeficiente de transferência de calor local e médio para convecção combinada, forçada e natural de uma placa vertical e isotérmica com os fluxos auxiliando e se opondo e conseguiram excelente concordância com os dados experimentais e soluções numéricas de outros pesquisadores.

Um estudo experimental de transferência de calor por convecção natural de uma placa com inclinação arbitrária foi conduzido por FUJII & IMURA (1972) usando duas placas de latão uma de 30cm de altura, 15cm de largura e outra de 5cm de altura, 10cm de largura. E, foi verificado que na região laminar a expressão do coeficiente de troca de calor para a placa vertical é aplicável à placa inclinada quando somente o termo gravitacional no número de Rayleigh é alterado para a componente paralela à superfície inclinada. Outras constatações foram: para a placa horizontal aquecida virada para baixo, o fluxo na camada limite é turbulento e a expressão para o número de Nusselt concorda com aquele na região turbulenta para a placa na vertical. Para a placa inclinada e virada para cima, o número de Rayleigh de transição diminui com o aumento do ângulo de inclinação e o número de Nusselt na região turbulenta concorda com aquele da placa horizontal aquecida e virada para cima.

AUNG et al. (1972) estudaram numérica e experimentalmente, o desenvolvimento da convecção laminar livre entre placas planas verticais com aquecimento assimétrico utilizando condições de fronteiras térmicas de fluxos de calor uniformes das paredes e temperaturas uniformes das paredes. Soluções do desenvolvimento do fluxo são obtidas para ar em diferentes taxas do fluxo de calor e diferenças de temperaturas das paredes. Os resultados indicaram que, para fluxo de calor uniforme das paredes, a diferença entre as temperaturas máximas nas duas

paredes diminuem quando o fluxo totalmente desenvolvido é alcançado. Para temperaturas uniformes das paredes, o número de Nusselt caracterizando a transferência de calor total para o fluido pode ser relacionado ao número de Rayleigh com boa aproximação por uma curva universal para todas as taxas de diferenças de temperaturas das paredes desde que os números de Rayleigh e Nusselt sejam apropriadamente definidos.

Medidas e predições de fluxo de convecção mista, laminar, adjacente a uma superfície vertical, foram efetuadas por RAMACHANDRAN et al. (1985) e apresentaram locais números de Nusselt, distribuições de velocidades e temperaturas para os casos de flutuação auxiliando o fluxo e opondo-se ao fluxo sobre o regime inteiro de convecção mista, do limite de convecção forçada pura ao limite de convecção livre pura. As medidas concordaram com as predições e foi verificado que: O número de Nusselt local cresce para flutuações auxiliando o fluxo e diminui para opondo-se ao fluxo. Os números de Nusselt de convecção mista são maiores que os correspondentes aos limites de convecção livre pura e forçada pura para flutuação auxiliando o fluxo e são menores que aqueles para opondo-se ao fluxo.

SPARROW & AZEVEDO (1985) investigaram a resposta da transferência de calor de uma placa para as condições de fronteiras das bordas laterais da placa. Para isso utilizaram uma montagem consistindo de uma placa de cobre aquecida, de (14.52x9.67x0.635)cm isolada por trás com um bloco de styrofoam e envolta nas laterais com um suporte de plexiglass em forma de C. Os resultados obtidos indicaram uma indiferença da transferência de calor da placa para as condições de fronteiras nas bordas laterais da placa.

NGUYEN & MCLAINE-CROSS (1991) apresentaram um trabalho referente ao estudo numérico do desenvolvimento simultâneo de fluxo na região de entrada de placas horizontais com um fluxo uniforme em um montante infinito. E, recomendam a utilização de seus resultados para projetos de sistemas de ar condicionado.

Solução numérica para escoamento em convecção natural entre duas placas verticais submetidas a fluxo de calor assimétrico e constante foi também realizado por DE MORAES & DAGUENET (1991) que, resolvendo as equações

governantes pelo método SIMPLER, e, calculando para $Pr = 0.71$ e $10^{-1} \leq Gr^* \leq 10^4$ obtiveram resultados comparáveis com os já existentes na literatura.

LEE & YOVANOVICH (1992) estudando a transferência de calor de uma placa vertical com fluxo variável de calor na superfície, fizeram uma análise baseada nas aproximações linearizadas das equações de conservação da camada limite. Definiram soluções na forma aproximada para a temperatura da superfície da placa e distribuição de temperatura do fluido para um completo intervalo de números de Prandtl. Comparando os seus resultados com métodos de soluções exatas, é mostrado que suas predicções estão em excelente acordo.

Convecção natural de uma superfície vertical isotérmica para um fluido termicamente estratificado foi estudado numericamente por ANGIKASA & SRINIVASAN (1992) que pesquisaram uma ampla faixa de níveis de estratificação e, é demonstrado que em altos níveis de estratificação térmica do ambiente, uma porção no topo da placa absorve calor, enquanto uma pluma horizontal essencialmente instável forma-se em torno do local onde a temperatura da placa iguala-se à temperatura ambiente.

GUO & WU (1993) estudaram sistematicamente os efeitos de propriedades sobre convecção natural no ar em placas verticais paralelas. Demonstrando através de solução numérica das equações governantes, que a taxa de fluxo de massa e transferência de calor entre as placas são mais baixas que resultados de propriedades constantes e, têm variação monotônica com o aumento de temperatura ou fluxo de calor da parede.

PRASAD & SARKAR (1993) estudaram a convecção laminar e forçada conjugadas em uma placa plana com um imposto gradiente de pressão, e, verificaram a precisão dos seus resultados numéricos, com a solução exata dada por ECKERT & DRAKE (1972) e com a solução aproximada de LUIKOV (1974) obtendo uma concordância com desvio máximo de 2%.

Início de reversão de fluxo e comprimento de penetração de fluxo convectivo natural entre paredes verticais isotérmicas foi investigado por KIHIM et al. (1995) em termos do número de Rayleigh modificado e da razão entre o comprimento e vão da parede. A principal conclusão destas observações é, que o comprimento de

penetração cresce quando a razão entre o comprimento e o vão das paredes cresce para um mesmo Ra^* .

- Compatível com os estudos reportados neste trabalho podemos considerar o estudo da convecção em tubos verticais. Entre estes, selecionamos os mais assemelhados os quais destacaremos a seguir:

SANTOS, P. R. (1992) determinou correlações para obtenção das taxas de transferência de calor em fluxos de ar, em função da posição da placa de aquecimento dentro do canal de escoamento, obtendo resultados conclusivos nas equações empíricas regentes do fenômeno com erros menores que 2,36% em relação aos valores observados.

Desenvolvimento de fluxo com convecção livre-forçada combinadas em um tubo vertical isotérmico, foi estudado por ZELDIN & SCHMIDT (1992) e como uma das principais conclusões podemos ressaltar que, como consequência da presença da gravidade, gradientes de densidade induzidos por transferência de calor, embora pequenos, podem alterar as características do fluxo, e, em particular, o perfil de velocidades. Complementando ainda os autores afirmam que a taxa de transferência de calor foi aumentada por ação da gravidade no caso de convecção pura-forçada combinadas.

SPARROW & FAGHRI (1980) analisaram o problema iterativo de transferência de calor envolvendo fluxo de convecção forçada em um tubo vertical e fluxo na camada limite por convecção natural externa ao tubo. Soluções numéricas das equações governantes foram obtidas considerando ambos os fluxos laminares interna e externamente. Foi encontrado que em qualquer estação axial adimensional, o número de Nusselt do tubo é insensível aos parâmetros e é limitado entre os valores para temperatura uniforme da parede e fluxo de calor uniforme da parede. Por outro lado, o número de Nusselt de convecção natural externo é altamente sensível aos parâmetros e, parte substancialmente dos resultados do padrão uniforme da temperatura da parede.

Uma investigação numérica de convecção térmica em uma camada fluida com geração de calor foi conduzida por EMARA & KULACKI (1980) que apresentam soluções por diferenças finitas das equações governantes da convecção

térmica produzida por uma fonte de energia volumétrica uniforme considerando um fluxo bidimensional em um domínio retangular. Os resultados demonstram que o número de Nusselt e os perfis de temperatura médios dentro da camada estão em acordo com os dados experimentais para fronteiras rígida-rígida. Para fronteiras rígida-livre, números de Nusselt são maiores que no primeiro caso. A estrutura do fluxo e campos de temperatura em ambos os casos é dominada por rolos, exceto em maiores números de Rayleigh onde ocorre transporte turbulento em larga escala. Geralmente, fluxos ascendentes em baixa velocidade sobre ampla região da camada são balanceados por maiores velocidades dos fluxos descendentes quando o fluxo exibe uma estrutura celular. A restrição hidrodinâmica na face superior e o número de Prandtl são considerados influenciar a natureza detalhada do fluxo e campos de temperatura. Nunhum campo de velocidade ou de temperatura verdadeiramente estável é encontrado a despeito do fato que números de Nusselt médios alcancem valores estáveis.

Solução numérica pelo método de Monte Carlo para transferência de calor por irradiação em geometrias bidimensionais irregulares foi apresentada por PARTHASARATHY et al. (1995) para estas geometrias, para três diferentes dispersões de fase e cinco dispersões de poder refletor fornecendo assim, resultados úteis para validação de novos métodos de solução para transferência de calor por irradiação em geometrias complexas.

- Sobre o estudo de convecção natural, um dos assuntos mais investigados é a convecção natural em canais verticais. Considerando-se ser este o principal contexto das nossas investigações destacaremos os principais trabalhos desenvolvidos até a presente data.

Apurados cálculos numéricos foram efetuados por SHYY & RAO (1993) para estudar o fluxo bidimensional de flutuação dirigida de ar entre placas isotérmicas paralelas verticais de razão de raio 1, colocada dentro de um invólucro retangular. O número de Grashof baseado na abertura da metade do canal foi considerado igual a 10^5 . Foi observado que nos primeiros estágios do transiente o campo fluido era altamente vortical e a taxa de volume de fluxo líquida no canal exibiu um comportamento oscilatório, periodicamente revertendo sua direção. Entretanto, o

perfil de velocidades adjacente às placas aquecidas manteve a mesma direção através do processo, e assim o número de Nusselt foi relativamente insensível à reversão periódica do fluxo no canal.

STRAATMAN et al. (1993) fizeram uma investigação experimental e numérica da convecção livre em um canal vertical, isotérmico com paredes paralelas para explorar o aumento de transferência de calor obtido por adição de extensões adiabáticas de vários tamanhos e formas. Estas investigações foram efetuadas para ar ($Pr = 0.7$) sobre uma ampla margem de condições de aquecimento da parede. Os resultados experimentais e numéricos ficaram em boa concordância mostrando que em todos os casos, as extensões adiabáticas foram hábeis em aumentar a transferência de calor. E, que o crescimento variou de 2.5 em baixos Ra^* a 1.5 em altos Ra^* .

Transferência de calor por convecção natural em um canal dividido foi estudada por NAYLOR & TARASUK (1993a), (1993b) em um trabalho dividido em duas partes. Na parte I foi feito o estudo numérico (1993a) e, na parte II o estudo experimental (1993b). O sistema utilizado por eles consistia de um canal vertical dividido por uma placa isotérmica divisora colocada na linha central do canal que por sua vez era formado por duas paredes isotérmicas. O estudo examinou o efeito do número de Rayleigh, razão comprimentos (placa/canal), posição vertical da placa, e espessura da placa sobre a taxa de transferência de calor das paredes do canal, placa divisora e canal como um todo. Na parte I, foram obtidas soluções para as formas parabólicas e elípticas completas das equações da energia e Navier-Stokes para número de Prandtl = 0.7. Na parte II foi feito o estudo interferométrico considerando as mesmas condições do escoamento da parte I, e, foram obtidos interferogramas para ar e uma razão comprimento (placa/canal) de 1/3. As conclusões obtidas pelos autores foram as seguintes: posicionando a placa no fundo do canal foram conseguidos os maiores números de Nusselt médios para a placa e canal. Os números Nusselt médios da placa divisora são duas vezes maiores que os números de Nusselt das placas isoladas. Embora os números de Nusselt experimentais médios sejam inferiores em torno de 10% aos resultados numéricos, a tendência geral dos dados estão em bom acordo. São apresentadas equações de correlações dos números de Nusselt médios.

LA PICA et al. (1993) estudou experimentalmente a convecção natural de ar em canal vertical a partir de um canal vertical com espaçamento variável entre as paredes. Uma das paredes do canal era uniformemente aquecida e os testes foram efetuados para diferentes valores do vão do canal e potência de aquecimento. A partir dos dados levantados foram obtidas fórmulas empíricas para os números de Nusselt e de Rayleigh capazes de reproduzir resultados de outras fórmulas publicadas anteriormente.

Transferência de calor por convecção laminar instável auxiliando e se opondo em um duto plano vertical é numericamente investigada por LIN et al. (1991) para um fluxo completamente desenvolvido. Os resultados indicaram que características de transferência de calor instáveis no fluxo são principalmente determinadas por razão de capacidades caloríficas parede/fluido. Efeitos de flutuação e grau de aquecimento assimétrico ou resfriamento são algo insignificante. São propostas correlações para o número de Nusselt.

KIM & ÖZISIK (1989) analisaram a transferência de calor em convecção forçada turbulenta no interior de um canal de placas verticais paralelas sujeita a uma temperatura de entrada variando periodicamente e, investigaram as variações das amplitudes e diferenças de fases da temperatura do fluxo de massa fluida e do fluxo de calor da parede ao longo do canal, apresentando finalmente uma simples fórmula analítica aproximada para determinar a variação da diferença de fase para a temperatura do fluxo de massa ao longo do canal.

TSAI E ÖZISIK (1989) investigaram as interações de radiação e convecção forçada sobre o escoamento laminar estável forçado, termicamente e hidrodinamicamente desenvolvido de um fluido cinzento entre duas placas paralelas e infinitas com condições de fronteiras de fluxo de calor prescritas. Foi observado que aumentando a temperatura de entrada, a temperatura do meio aumenta quando o parâmetro condução/radiação diminui produzindo assim, para os casos de convecção pura, o crescimento do número de Nusselt. E, quando o valor deste parâmetro cresce, a contribuição da radiação torna-se menos importante diminuindo a temperatura da superfície. Para um dado valor do parâmetro citado acima, uma pequena espessura ótica e uma alta refletividade da superfície produzem grande

elevação na temperatura da superfície. Os efeitos da radiação são reduzidos com o aumento do poder refletor, provocando a diminuição no número de Nusselt local.

Experimentos foram efetuados por WEBB & HILL (1989) para determinar dados locais de transferência de calor para o fluxo convectivo natural de ar entre placas verticais paralelas aquecidas assimetricamente onde, coletaram dados locais de temperatura ao longo das paredes para uma ampla margem de taxas de aquecimento e espaços das paredes do canal correspondendo a alto Ra^* e regime de convecção natural, fluxo laminar prevaleceu em todos experimentos. Correlações são apresentadas para o número de Nusselt local e os resultados são comparados com outros trabalhos analíticos e experimentais com boa concordância.

INGHAM et al. (1988) estudando convecção laminar, investigaram fluxos em canais verticais com assimétricas temperaturas de paredes e incluindo situações onde fluxos reversos ocorrem. As equações governantes são expressas em um esquema de diferenças finitas com os termos difusivos no sentido da corrente sendo desprezados. A solução da equações governantes indicam que quando a coordenada no sentido da corrente tende ao infinito, acontecem fluxos reversos na vizinhança da parede fria. Comparações com os dados existentes próximo da entrada do duto e ao longo do duto mostraram concordâncias muito boas.

Transferência de calor por convecção natural de fluxos em canais verticais paralelos com aquecimento discreto foi estudado por YAN & LIN (1987) que investigaram numericamente, os efeitos do aquecimento discreto sobre vários aspectos das características de transferência de calor. Dos resultados, as principais conclusões foram: (1) O efeito da razão de comprimento sobre o campo fluido é imperceptível, mas seu efeito sobre o campo de temperatura é bastante significativo. (2) Maior temperatura máxima da parede na parede aquecida é observada para a condição de aquecimento discreto. (3) O número de Nusselt médio que descreve a transferência de calor da parede aquecida para o ar é melhor para o aquecimento contínuo. Em tudo por tudo, as características médias tais como taxa de volume de fluxo e números de Nusselt para os diferentes tipos de aquecimento são razoavelmente próximos. As características locais tais como temperatura da parede e número de Nusselt local, contudo, são sensíveis ao tipo de condição térmica.

Experimento de visualização de fluxo e transferência de calor foi efetuado por AZEVEDO & SPARROW (1985) em água para investigar o efeito de inclinação sobre convecção natural em um canal de paredes paralelas. Foram feitas variações paramétricas da razão de comprimento, do modo de aquecimento, e da diferença de temperatura entre a parede e o ambiente. A partir dos dados adquiridos foi obtido uma correlação global representando todos os resultados dentro de $\pm 10\%$. Zonas de recirculação foram notadas adjacentes à parede não aquecida dos canais aquecido pelo topo e aquecido por um lado. Na presença de aquecimento por baixo, fluxos secundários na forma de fluxos longitudinais existiram acima de um número de Rayleigh inicial.

ETEMAD & MUJUNDAR (1994) estudaram o efeito da razão de comprimento e arredondamento de cantos sobre convecção laminar forçada e transferência de calor de um fluido não newtoniano na região de entrada de um duto retangular. Uma simulação numérica foi efetuada para resolver as equações tridimensionais governantes para o desenvolvimento simultâneo de fluxo laminar estável e transferência de calor. O fluido foi considerado puramente viscoso e, os resultados são apresentados e discutidos para fluxo de calor e temperatura constantes da parede. Os resultados mostraram que a influência do comportamento não newtoniano sobre as características do fluxo fluido e transferência de calor do fluxo no duto é significativa, que a razão de comprimento para duto retangulares tem um efeito muito significativo sobre transferência de calor e queda de pressão, ou seja, um maior valor de queda de pressão corresponde às menores razões de comprimento. Também, o número de Nusselt cresce com a diminuição da razão de comprimento. Estes resultados indicam ainda que o arredondamento dos cantos tem importante implicações térmicas, sendo que, um maior raio de arredondamento produz maior transferência de calor na região de desenvolvimento do canal para todos os fluidos considerados.

Um estudo envolvendo análise e experimento de convecção natural em um canal vertical aberto nas extremidades com uma parede aquecida isotermicamente e outra não aquecida, foi conduzido por SPARROW et al. (1984). Os experimentos que incluíram visualização de fluxo e medição de números de Nusselt foram

realizados com água no canal e no ambiente circundando o canal. Em números de Rayleigh que excederam um valor inicial, a visualização revelou um bolso de fluxo de recirculação situado adjacente à parede não aquecida na parte superior do canal. A recirculação era alimentada pelo fluido movendo-se para dentro a partir do topo do canal, adjacente à parede não aquecida. Foram medidos números de Nusselt médios para parede aquecida que foram achados não ser afetados pela presença da zona de recirculação. Os resultados numéricos obtidos via um esquema parabólico de diferenças finitas produziram números de Nusselt em boa concordância com os dos experimentos e cobriram uma faixa de números de Prandtl de 0.7 a 10.

Simulação direta de convecção natural turbulenta não estratificada em um canal vertical foi efetuada por PHILLIPS (1996) para $Pr = 0.7$, integrando as equações tridimensionais instáveis de Navier-Stokes, ele verificou que as evidências experimentais sugerem fortemente que a estratificação não é fisicamente significativa para o estado de fluxo turbulento. Para um número de Prandtl = 0.71 a camada de cisalhamento no centro do canal muda para o estado turbulento antes que a camada limite torne-se turbulenta em um número de Grashof mais elevado.

Taxas convectivas de transferência de calor através de ranhuras inclinadas são estudadas por SYMONS & PECK (1984) para casos onde o calor é transferido de uma superfície inferior isotérmica aquecida, para uma superfície superior isotérmica resfriada. São fornecidos dados experimentais para ranhuras transversais e longitudinais, com mesma razão de comprimento de 6 - 12, inclinações a partir da horizontal até a vertical, e $Ra < 10^7$. É mostrado que as taxas de transferência de calor convectivo são essencialmente independentes da orientação da ranhura para inclinações da ranhura acima de 15° da horizontal, mas, ranhuras longitudinais são mais eficientes em suprimir convecção natural que ranhuras transversais com mesma razão de comprimento, para inclinações de 24° a 75° acima da horizontal.

NELSON & SHAUGHNESSY (1986) estudaram o aumento da transferência de calor convectivo em invólucros, proporcionado por campos elétricos. Revisaram os modos pelos quais as equações de Navier-Stokes são acopladas às equações de Maxwell da eletrodinâmica. Derivaram dentro de um contexto de uma teoria eletrodinâmica de primeira ordem, as condições governantes, e os mais

significantes modos de acoplamento tais como: forças coulombianas, aquecimento Joule e gradientes de permissividade. Por fim são postuladas situações nas quais estes acoplamentos podem ter um profundo efeito na taxa de transferência de calor.

Utilizando um modelo turbulento caracterizando turbulência através da energia cinética e sua taxa de dissipação volumétrica, FAROUK (1988), estudou convecção térmica turbulenta em um invólucro retangular com geração interna de calor. Computações foram feitas para $Pr = 6.5$ e $10^6 \leq Ra \leq 10^{10}$, os resultados mostram a transição do fluxo multicelular bem ordenado para o fluxo totalmente turbulento dentro do invólucro quando o número de Rayleigh cresce.

KARAYIANNIS & TARASUK (1988) estudaram convecção natural dentro de uma cavidade retangular com diferentes condições de fronteiras de temperatura na placa fria do topo, utilizando um interferômetro Mach-Zehnder para ângulos de 15° , 45° , e 60° em relação à horizontal. Na inclinação de 60° foi estudado a transferência de calor da cavidade com uma placa de topo isotérmica acoplado e não acoplado convecção forçada. Foi achado que para $Ra \leq 3 \times 10^5$ as diferentes condições de fronteiras térmicas na placa do topo não afetavam as taxas de transferência de calor local ou média da cavidade. Para $Ra \geq 3 \times 10^4$ o caso acoplado na placa do topo comparado ao não-acoplado resultou não somente em uma redução na variação das taxas locais de transferência de calor na placa fria, mas também em uma significativa redução na variação das taxas médias de transferência das placas quente e fria da cavidade. Convecção forçada na placa do topo quando comparada à convecção natural resultou somente em uma pequena redução no coeficiente de transferência de calor na placa fria. São apresentadas equações de correlações para acopladas e não-acopladas taxas médias de transferência de calor.

Transferência de calor por convecção natural em uma cavidade vertical, com uma parede vertical isotérmica fria e outra parede oposta com onze seções alternadamente aquecidas, embutidas e niveladas, foi experimentalmente investigada por KEYHANI et al. (1988). As figuras de visualização de fluxo na cavidade cheia de ethylene glycol revelam um padrão consistindo de fluxos primários, secundários e terciários. Os seus resultados indicam que estratificação é o fator primário influenciando a temperatura das seções aquecidas e este comportamento persiste para

todas as corridas de fluxos secundários. Baseado nos dados obtidos é sugerido que o fluxo turbulento acontece para $9.3 \times 10^{11} \leq Ra^* \leq 1.9 \times 10^{12}$. É achado que o aquecimento discreto na cavidade resulta em números de Nusselt locais aproximadamente iguais aos publicados para uma parede vertical aquecida.

Convecção natural transiente em números de Rayleigh da ordem de 10^{10} foi estudada experimentalmente por OLSON & GLICKSMAN (1991) a partir de dois invólucros, um contendo gás R114 e o outro contendo ar. Em um tipo de transiente a temperatura das paredes foram mudadas bruscamente, enquanto para um transiente isotérmico, gás bem misturado foi subitamente exposto às paredes quente e fria. O experimento indicou que a constante dominante era do tipo convectiva. Comparações entre os modelos mostraram que o gás R114 pode simular o comportamento transiente de invólucros cheios de ar.

SEFCIK et al. (1991) investigaram experimental e analiticamente, a convecção natural laminar estável em um invólucro bidimensional verticalmente "suspirado". Determinaram a transferência de calor local ao longo da parede aquecida usando interferometria Mach-Zehnder, e a estrutura do fluxo usando a técnica de geração de fumaça. As equações governantes foram resolvidas numericamente por diferenças finitas. Os resultados revelam transferência de calor não uniforme ao longo da parede isotérmica como um resultado do bloqueio na entrada. A visualização de fluxo e predições analíticas revelam que estas transferências de calor são atribuídas a efeitos de fluxos separados próximos da abertura de entrada com os associados fluxos primários de entrada colidindo e bifurcando na parede aquecida. Os resultados mostram comportamento assintótico para o resultado clássico de placas paralelas verticais quando a abertura do suspiro aproxima-se da largura do invólucro.

Tridimensional convecção natural de placas verticais aquecidas com superfícies frias adjacentes foi investigada experimental e teoricamente por WEBB & BERGMAN (1992). As medidas experimentais incluem distribuição de temperatura das paredes obtida usando a técnica de imagem térmica infravermelha, enquanto que as equações governantes foram resolvidas por diferenças finitas. As medidas e predições têm boa concordância e as predições do modelo revelam fluxo fortemente tridimensional no invólucro, tanto quanto altas taxas de transferência de calor local

nas bordas das paredes. Taxas médias de transferência de calor preditas foram correlatadas para uma ampla faixa de parâmetros adimensionais.

Soluções numéricas foram obtidas por KARKI et al. (1992) para fluxo fluido e transferência de calor em um invólucro cúbico com uma partição adiabática. As duas zonas do invólucro são conectadas por uma abertura retangular com a partição orientada paralela às paredes laterais isotérmicas, uma das quais é aquecida e a outra é resfriada enquanto as paredes restantes são adiabáticas. Os resultados foram apresentados para ar com $10^4 \leq Ra \leq 10^7$. A largura da abertura foi mantida fixa enquanto a altura é variada de 0.25 a 0.75 da altura do invólucro. Os resultados da simulação tridimensional foram satisfatoriamente comparados com as correspondentes configurações bidimensionais.

Estudo numérico de transferência de calor convectiva foi efetuado por KARAYIANNIS et al. (1992) em invólucro não dividido e dividido em duas zonas por uma partição vertical, com paredes isotérmicas em diferentes temperaturas e variando a razão de comprimento, número de Rayleigh, a espessura e a condutividade térmica da partição. Os resultados independentes de malha indicam que a redução causada no número de Nusselt pela partição central pode ser predita considerando a partição isotérmica, i. é., condução infinita. A condutividade finita da partição causa uma distribuição de temperatura ao longo de seu comprimento, resultando em um aumento no número de Nusselt que depende do número de Rayleigh, razão de comprimento e condições de fronteiras térmicas das paredes terminais.

Transferência de calor por convecção natural dentro de um invólucro retangular vertical com quatro bidimensionais aquecedores discretos embutidos é investigado numérica e experimentalmente por HO & CHANG (1994) para descobrir influências da razão de comprimento do invólucro. Simulações numéricas foram realizadas para variação da razão de comprimento de 1 a 10 e $10^3 \leq Ra^* \leq 10^7$. Resultados numéricos revelam que o aumento da razão de comprimento conduz a uma substancial degradação da dissipação convectiva dos aquecedores discretos. Independentemente da razão de comprimento a temperatura de superfície mais alta ocorre no aquecedor do topo para $Ra^* \geq 10^4$. São geradas correlações para números de Nusselt médios para cada aquecedor, e interferometria holográfica bem como

visualização de fluxo de fumaça são empregados para mapear os campos de temperatura e de fluxo no invólucro de razão de comprimento igual a 10. Os campos de temperatura e de fluxo preditos foram considerados estar em boa concordância com os experimentos.

Estudo para avaliar as características de transferência de calor por convecção natural a partir de um conjunto de quatro placas verticais escalonadas foi conduzido por TANDA (1993) que investigou os efeitos dos espaços interplacas, a diferença de temperatura entre as placas e o ambiente, em diferentes modos de aquecimento. Os experimentos foram efetuados no ar, e as interações convectivas entre as placas foram identificadas examinando os coeficientes de transferência de calor em cada placa e os coeficientes locais de transferência de calor ao longo dos lados verticais das placas pelo método Schlieren. Concluiu que os sulcos gerados pelas placas inferiores pode ter um efeito adverso sobre a transferência de calor das placas superiores e a extensão deste efeito pode ser considerado depender do espaço entre as placas e do número de Rayleigh. Foi observado que os coeficientes de transferência de calor locais ao longo dos lados verticais das placas alternadas foram marcadamente maiores que aqueles de uma correspondente placa vertical contínua. A montagem alternada das placas, comparada com um canal de placas paralelas tendo o mesmo tamanho do trocador de calor, mostrou somente pequena redução na taxa de transferência de calor.

O critério existente para prever a transição de convecção natural para turbulenta adjacente a uma superfície vertical foi avaliado por VITHARANA & LIKLOUDIS (1994) através de um experimento que estabelece o ponto de transição no mercúrio por meio de anemometria de fio quente e medidas locais de transferência de calor. Os resultados confirmam a afirmação de BEJAN E LAGE, Ref.[70] que o número de Grashof correlata os dados de transição melhor que o número de Rayleigh. Foi concluído também que a transição laminar-turbulenta em metais líquidos tão bem quanto fluidos regulares ocorrem na vizinhança de $Gr = 10^9$.

Nos trabalhos citados podemos observar investigações teóricas e experimentais dos mais diversos parâmetros tais como: razão entre a altura e o vão do canal, temperaturas e condições de simetria de aquecimento das paredes do canal,

natureza do fluido de trabalho. Efeitos de: entrada do fluxo, gravitacionais, bordas, transição, reversão de fluxo, radiação, arredondamento de cantos, campos elétricos, ângulo de inclinação da placa aquecida, flutuação; utilizando as mais variadas técnicas experimentais, tais como: técnica eletroquímica de visualização de fluxo, interferométrica, de geração de fumaça e anemometria de fio quente. E, soluções numéricas paramétricas, por diferenças finitas, técnica integral e método SIMPLER, como investigação teórica. É nossa intenção estudar a influência da posição da placa relativamente às paredes e entrada e saída do canal na indução de fluxo de ar.

2. 2 - FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Para uma adequada análise dos fenômenos aos quais o presente estudo se propõe, necessário se faz uma exposição teórica de alguns conceitos bem como a definição matemática dos fatores envolvidos.

O principal objetivo do estudo de transferência de calor convectivo é determinar a distribuição de temperatura em um fluido, de tal modo que fluxos de calor entre o fluido e as fronteiras sólidas em contato com ele possam ser calculadas. Embora seja desejável que tais cálculos sejam possíveis para quaisquer condições de fronteiras, iniciais ou de entrada, existem certas dificuldades matemáticas em achar a distribuição de temperaturas em um fluido [22]. Sabendo que a transferência de calor por convecção natural é o objeto principal deste trabalho, convém ressaltar que este fenômeno não acontece sozinho para o modelo ao qual desejamos estudar más, sim, acompanhado dos outros processos de transferência de calor, condução e irradiação e estas interações de termotransferências se processam ao nível da camada limite .

2. 2 .1 - CONVECÇÃO

O modo de transferência de calor por convecção compreende dois mecanismos: a) transferência de energia provocada pelo movimento molecular aleatório (difusão); b) movimento de massa, ou macroscópico, do fluido. Esse movimento do fluido está associado ao fato de, em qualquer instante, um grande

número de moléculas estar se movendo coletivamente ou em agregados. Esse movimento, na presença de um gradiente de temperatura, provoca a transferência de calor. Em virtude das moléculas nos agregados continuarem a ter os respectivos movimentos aleatórios, a transferência total de calor se deve à superposição do transporte de energia pelo movimento aleatório das moléculas ao transporte de energia provocado pelo movimento de massa do fluido. É comum usarmos o termo **convecção** para identificar esse transporte acumulado e o termo **advecção** para identificar o transporte devido ao movimento de massa do fluido.

A transferência de calor por convecção pode ser classificada ainda de acordo com a natureza do escoamento em: **convecção forçada**, quando o escoamento for provocado por meios externos, como, por exemplo, um ventilador ou uma bomba, ou por ventos na atmosfera; **convecção livre** (ou natural), quando o escoamento é provocado pelas forças do empuxo que se originam das diferenças de densidade devidas às variações de temperatura no fluido, podendo ainda existir condições que correspondam à convecção forçada e à convecção natural combinadas [19]. Nos reportaremos especialmente à transferência de calor por convecção que ocorre entre um fluido em movimento e uma superfície limitante em condições prescritas para uma dada geometria, ou seja, escoamento de um fluido no interior de canais verticais, induzido por placas aquecidas.

2 . 2 . 2 - A CAMADA LIMITE

A Camada Limite teve seu conceito definido em 1904 por Prandtl que deu uma significativa contribuição ao campo da mecânica dos fluidos (e, portanto, à transferência de calor) quando ele introduziu o conceito de camada limite, que permitiu que fluxos fossem estudados matematicamente em altos números de Reynolds. De acordo com a sua teoria, sob certas condições forças viscosas em um campo fluido são de importância somente na vizinhança imediata da fronteira da superfície, onde o gradiente de velocidade normal à superfície é grande. Nas regiões distantes da fronteira da superfície, o movimento do fluido pode ser considerado sem atrito (i.é., fluxo potencial), por causa dos gradientes desprezíveis de velocidades.

Não existe de fato, uma divisão precisa entre o fluxo potencial e a região de camada limite, porque a componente de velocidade paralela à superfície aproxima-se assintoticamente de seu valor na corrente livre. Entretanto, é comum definir a **camada limite cinética** como a região onde a componente de velocidade paralela à superfície é menor que 99% de seu valor na corrente livre [22]. Assim como uma camada limite cinética se instala quando houver o escoamento de um fluido sobre uma superfície, a camada limite térmica deve desenvolver-se quando a temperatura da corrente livre e a temperatura da superfície forem diferentes. E, define-se **camada limite térmica** como a região onde a razão entre o gradiente de temperatura entre a temperatura da superfície e a temperatura de um ponto genérico e o gradiente de temperatura entre a temperatura da superfície e a temperatura da corrente livre for menor que 0.99 [19]. Portanto, se uma placa plana vertical aquecida é colocada imersa em um fluido, desenvolve-se uma camada limite cinética e uma camada limite térmica nas proximidades da parede da placa onde acontecem os processos de transferência de momento e térmico respectivamente. Um dos parâmetros de grande influência nas camadas limites cinética e térmica é o número de Prandtl que proporciona uma medida da eficiência relativa do transporte de momento e do transporte de energia, por difusão, nestas camadas limites. Pela tabela A.4 [19], vemos que o número de Prandtl dos gases está próximo da unidade, e neste caso a transferência de energia e a transferência de momento, por difusão, são comparáveis. Situação que será considerada neste trabalho, visto que, o nosso fluido de trabalho é o ar que tem número de Prandtl próximo de 1 na faixa de temperatura pesquisada.

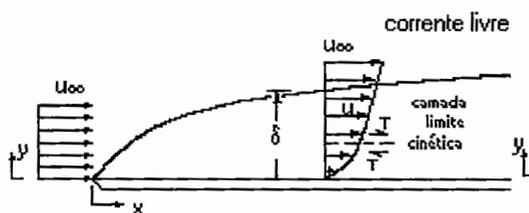


Fig. 2.2 - camada limite cinética

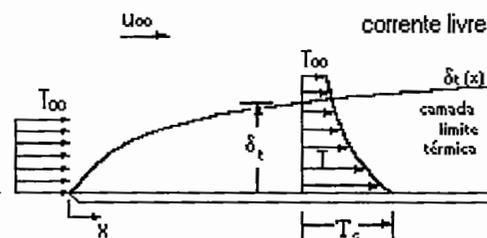


Fig. 2.3 - camada limite térmica

2 . 2 . 3 - FLUIDO DE TRABALHO

O ar atmosférico, é composto por um grande número gases, vapor d'água e por diversos elementos contaminantes. Por definição o ar seco, é o ar atmosférico isento de vapor d'água e de contaminantes e ar úmido é a mistura binária de ar seco e vapor d'água. Diversas análises foram feitas para a determinação da composição do ar seco, as quais mostram que ela é relativamente constante. Sua composição percentual aproximada, em volume, é apresentada no quadro seguinte:

Elemento	Composição (%)
Nitrogênio	78.0840
Oxigênio	20.9476
Argônio	0.9340
Dióxido de carbono	0.0314
Neônio	0.0018
Hélio	0.0005
Metano	0.0002
Dióxido de enxofre	0.0001
Hidrogênio	0.0001
Outros	0.0003

Quadro 2 . 1 - Composição volumétrica percentual do ar seco.

Como o fluido de trabalho deste experimento é o ar atmosférico existente em um ambiente fechado (não hermético), possuindo características conhecidas, apresentando comportamento e estabilidade definida, será tratado daqui por diante apenas de **AR** [10].

2 . 2 . 4 - CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO

Definiremos o coeficiente médio de convecção para toda a superfície a partir da taxa total de transferência de calor de acordo com a lei do resfriamento de Newton, representada pela Equação (2.01)

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) \quad (2.01)$$

Para o caso especial do escoamento sobre uma chapa plana, h varia com a distância x da borda frontal e, \bar{h} é calculado por:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (2.02)$$

2.2.5 - NÚMEROS ADIMENSIONAIS CARACTERÍSTICOS

Na listagem abaixo serão destacados os números adimensionais utilizados como parâmetros de definição no processo experimental.

NÚMERO DE NUSSELT (Nu)

$$Nu = \frac{L\bar{h}}{k_f} \quad (2.03)$$

NÚMERO DE PRANDTL (Pr)

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.04)$$

NÚMERO DE REYNOLDS (Re)

$$Re_L = \frac{V.L}{\nu} \quad (2.05)$$

NÚMERO DE RAYLEIGH (Ra)

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu.\alpha} \quad (2.06)$$

Podemos ainda considerar outros parâmetros adimensionais, tais como o parâmetro Δh que indica o possível erro no cálculo do coeficiente de transferência de calor local devido a efeitos tridimensionais do sistema [72].

$$\Delta h = \left| \frac{T_{s,x} - T_{\Delta,x}}{T_{s,x} - T_0} \right| \quad (2.07)$$

2.2.6 - TEMPERATURAS MÉDIAS

Temperatura média do ar no interior do canal (\bar{T}_{AR}) [72]

$$\bar{T}_{AR} = T_0 + \frac{\bar{T}_{PL} - \bar{T}_{PA}}{2} \quad (2.08)$$

Temperatura de filme para obtenção das propriedades do fluido

$$\bar{T}_f = \bar{T}_{PA} + 0.25(\bar{T}_{PL} - \bar{T}_{PA}) \quad (2.09)$$

Zong et alli mostraram que esta forma de balanceamento para a temperatura do filme é mais apropriada que a média aritmética de \bar{T}_{PL} e \bar{T}_{PA} [28].

2.2.7 - POSIÇÃO DA PLACA

A placa ocupará três diferentes posições horizontais no interior do canal, e a cada posição horizontal, corresponderá três diferentes posições verticais, constituindo assim nove posições no total as quais identificaremos por $P_{X,Y}$. O índice X corresponde ao deslocamento horizontal e o índice Y corresponde ao deslocamento vertical, cujos valores podem ser calculados pelas fórmulas abaixo.

$$Y = \frac{L_C - L_{APL}}{L_{PL}} \quad (2.10)$$

$$X = 4\left(1 - \frac{V_{APL}}{V_c}\right) \quad (2.11)$$

Portanto, ao localizarmos a placa através de uma indicação $P_{2,3}$, (p.ex.) estamos dizendo que a placa encontra-se na localização correspondente à posição horizontal 2 e posição vertical 3. A referência para designação destas posições será em função da entrada de ar na câmara interna de estabilização, considerando-se como ranhura 1 (linha sob a qual a placa desloca-se verticalmente) a primeira ranhura a montante da entrada de ar no canal [ver detalhe na Fig. (3.1)]. E, assim sucessivamente.

2.2.8 - EQUAÇÕES GOVERNANTES

As equações governantes da transferência de calor convectivo serão apresentadas para fluidos que comportam-se como um contínuo e podem ser tratados como uma única espécie química. Fluidos ordinários, como ar, água e óleos comportam-se como um contínuo nas pressões e temperaturas atmosféricas, e também exibem uma relação linear entre a tensão de cisalhamento aplicada e a taxa de deformação, o que os classifica como fluidos newtonianos.

EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

A conservação da massa aplicada a um fluido em movimento fornece a seguinte equação de continuidade [22]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2.12)$$

Para um sistema de coordenadas cartesianas, onde u , v , w representam as componentes da velocidade nas direções x , y , z , a Eq. (2.12) torna-se

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.13)$$

Para um fluxo no qual a densidade permaneça constante, teremos

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.14)$$

Que reduz a Eq. (2.12) a $\nabla \cdot \mathbf{V} = 0$ ou, no sistema de coordenadas cartesianas

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.15)$$

EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

O comportamento dinâmico do movimento de um fluido é governado por um conjunto de equações chamadas equações de movimento ou equações da quantidade de movimento. Estas equações são obtidas aplicando a segunda lei do movimento de Newton a uma partícula fluida elementar ou a lei de conservação do momento linear, a um volume de controle elementar do campo de fluxo. Estas equações podem ser convenientemente sumarizadas em notação vetorial como:

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = \vec{f} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.16)$$

onde \vec{f} é o vetor força de corpo por unidade de massa e $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ é a viscosidade cinemática do fluido.

Acrescentando-se os efeitos viscosos a equação (2.16) pode ser separada em três equações escalares nas quais todas investigações analíticas envolvendo fluidos viscosos são baseadas.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad A$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot V \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \quad \text{B}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot V \right) \right] \quad \text{C}$$

as equações A, B, e C acima são as Eqs. (2.17), (2.18) e (2.19) respectivamente conhecidas como equações de Navier-Stokes [22].

EQUAÇÃO DA ENERGIA

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica $\frac{dE}{dt} = \frac{\delta Q}{dt} - \frac{\delta W}{dt}$ a um elemento infinitesimal de massa $\rho dx dy dz$ situado em uma localização (x,y,z) no tempo t , em um campo fluido, afirmamos que: ignorando a radiação, a taxa líquida de calor transferido ao elemento menos a taxa líquida de trabalho feito pelo elemento, deve ser igual a taxa de aumento de energia do elemento. E, fazendo-se as devidas substituições, obtemos a equação da energia para fluidos newtonianos em coordenadas retangulares na forma:

$$\rho \frac{Di}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + \frac{Dp}{Dt} + q''' + \mu \Phi \quad (2.20)$$

portanto,

$$\begin{aligned} \Phi = & 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V)^2 \end{aligned} \quad (2.21)$$

é chamada função dissipação Φ cujo valor representa a taxa na qual a energia mecânica é convertida em energia térmica por unidade de volume.

O primeiro termo do lado direito da Eq. (2.20) representa a taxa líquida de condução de calor para a partícula fluida por unidade de volume; o segundo termo, é a taxa de trabalho reversível feito sobre a partícula fluida por unidade de volume; o terceiro termo, representa a taxa de geração de energia térmica interna por unidade de volume no interior do fluido devido a fontes químicas, nuclear, elétrica, etc..., e o último termo, é a taxa na qual as forças viscosas fazem trabalho irreversível por unidade de volume. Para um gás perfeito, a Eq. (2.20) é definida por:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + \frac{Dp}{Dt} + q''' + \mu \Phi \quad (2.22)$$

e, para um fluido incompressível de condutividade térmica constante desprezando-se o termo $\left[-\frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot V)^2 \right]$ a equação (2.20) será dada por:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T + \Phi \quad (2.23)$$

na maioria das aplicações da Eq. (2.20) em fluxos de baixas velocidades, a função dissipação pode ser inteiramente desprezada [22].

EQUAÇÃO DE ESTADO

Na forma diferencial a equação geral dos gases pode ser representada pela seguinte expressão:

$$dp = R(d\rho T + \rho dT) \quad (2.24)$$

que para um gás perfeito assume a forma

$$p = \rho RT \quad (2.25)$$

COEFICIENTE DE EXPANSÃO TÉRMICA

Esta propriedade termodinâmica do fluido mede a extensão da variação da densidade em resposta a uma variação da temperatura numa pressão constante.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.26)$$

LEI DE FOURIER

A lei de Fourier é uma lei fenomenológica; isto é, uma lei desenvolvida a partir de fenômenos observados e não deduzida a partir de princípios fundamentais. E, reconhecendo que o fluxo de calor é uma grandeza vetorial, podemos escrever uma formulação geral para a lei de Fourier que calcula a taxa de condução de calor da seguinte maneira [19]:

$$\vec{q}'' = -k \nabla T = -k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial T}{\partial y} \hat{j} + \frac{\partial T}{\partial z} \hat{k} \right) \quad (2.27)$$

LEI DE STEFAN-BOLTZMANN

A distribuição espectral da emissão de um corpo negro é bem conhecida, e foi determinada pela primeira vez por Planck. Com a distribuição de Planck, a emitância total de um corpo negro E_b pode ser expressa por [19]

$$E_b = \int_0^{\infty} \frac{C_1}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1 \right]} d\lambda$$

Efetuada-se a integração, é possível mostrar que

$$E_b = \sigma T^4 \quad (2.28)$$

A Eq. (2.28) calcula o fluxo máximo que pode ser emitido por uma superfície e esta superfície é denominada um radiador ideal ou um corpo negro. O fluxo de calor emitido por uma superfície real é menor que o emitido por um radiador ideal e dado por [19]

$$q'' = \varepsilon\sigma T^4 \quad (2.29)$$

para determinação da taxa líquida na qual a radiação é trocada entre uma superfície e suas vizinhanças, expressa por unidade de área da superfície, é [19]

$$q'' = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.30)$$

3 - DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO E METODOLOGIA

O experimento consiste em estudar o fluxo convectivo de ar em canais retangulares, produzido pelo aquecimento de uma placa de cobre tipo “sandwich”, posicionada no interior de um canal vertical retangular com paredes adiabáticas. Para a consecução do experimento, desenvolveu-se um modelo com características específicas que permitiu simular satisfatoriamente os fenômenos térmicos desejados.

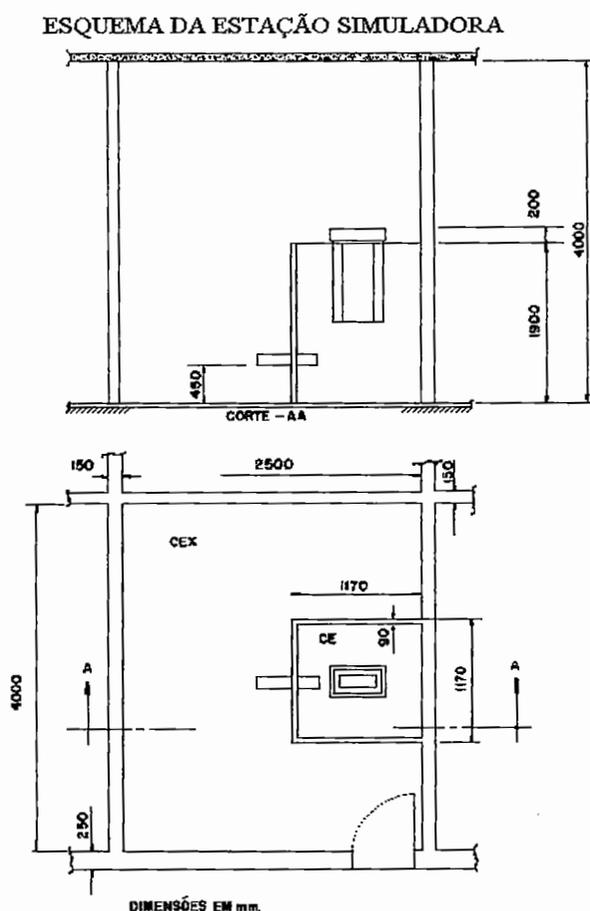


Fig. 3 . 1 - Vistas da estação simuladora.

O modelo estudado manteve uma relação geométrica igual $\frac{1}{3}$ entre a altura da placa e a altura do canal de escoamento. A placa de aquecimento pode ser colocada em três posições verticais para cada uma das três posições horizontais, proporcionando um total de nove posições de aquecimentos diferenciados no interior

do canal vertical de escoamento, e estas posições são definidas pelas Equações (2.10) e (2.11).

Este modelo é composto de uma câmara externa de estabilização primária (câmara externa - C_{EX}), de uma câmara de estabilização secundária na qual é posicionado o canal (câmara estabilizadora propriamente dita - C_E), um conjunto constituído pela placa e o canal e por um sistema composto por diversos equipamentos e instrumentos utilizados na monitoração e controle do modelo. Na Figura (3.1) vê-se o esquema da estação simuladora mostrando a câmara externa envolvendo a câmara estabilizadora que tem, na sua parte superior, a instalação do trocador de calor. Nos itens [3.2] a [3.9], descrevem-se todos os elementos componentes do experimento.

3 . 1 - TEMPERATURAS DE TRABALHO

As temperaturas de trabalho foram um dos fatores de mais difícil definição, pois os experimentos demandavam um intervalo de tempo muito grande entre corridas e estabilizações, tornando-os portanto, muito expostos às oscilações das condições climáticas tais como: grandes variações na temperatura ambiente, ou, mudanças bruscas na umidade relativa do ar provocadas por chuvas, além da variação repentina da pressão atmosférica. Portanto, avaliando essas condições, percebemos que para fixar-mos a faixa permissível de variação da temperatura de trabalho, teríamos que adequar as condições ambientais aos fatores termodinâmicos relevantes do experimento cuja principal restrição estava na temperatura da placa que não poderia exceder o valor para o qual o escoamento deixasse de ser laminar, pois isto contrariaria a hipótese inicial deste trabalho, tampouco poderia ser pequena ao ponto de não induzir fluxo compatível com a capacidade de medição dos instrumentos disponíveis. Após vários testes e simulações dos equipamentos e instrumentos foi possível estabelecer um intervalo ótimo de temperaturas de trabalho, de acordo com o gráfico da Figura (3.2).

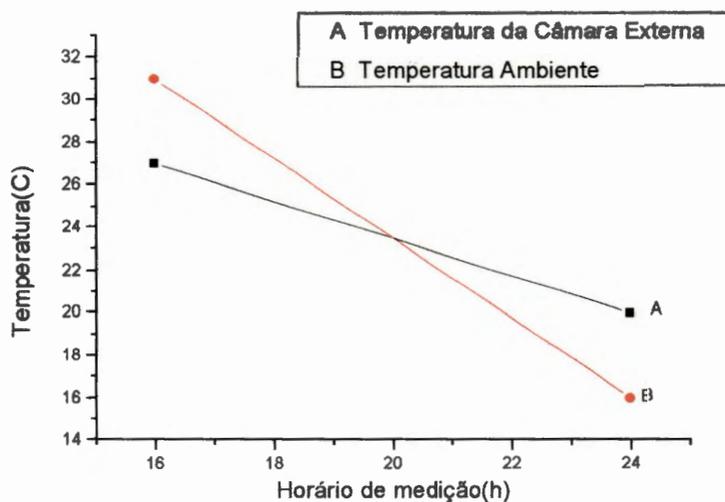


Fig. 3 . 2 - Intervalo de variação da temperatura de trabalho.

3 . 2 - CÂMARA EXTERNA

A câmara externa tem por objetivo principal, propiciar estabilização térmica para o sistema em estudo. Esta câmara separando o sistema do meio exterior impede que as oscilações climáticas e intempéries tais como correntes de ar, chuva ou incidência direta do sol desestabilize o sistema.

A construção da câmara é em alvenaria convencional, rebocada pelos dois lados com argamassa fina e as paredes pintadas com tinta acrílica branca. O piso é sobre o solo e é revestido com cerâmica vermelha. A cobertura é feita com telhas de cimento amianto, com ventilação pelo ático, possuindo um forro isolante de material aglomerado o qual , foi totalmente vedado com fita adesiva para evitar vazamentos quando da realização dos experimentos.

A câmara possui as seguintes características e dimensões:

- Comprimento 4000 mm;
- Largura 2500 mm;
- Altura 4000 mm;
- Paredes internas 150 mm;
- Teto 50 mm.

Por três, dos quatro lados, a peça é protegida por outros ambientes pertencentes ao mesmo conjunto arquitetônico e o quarto lado é protegido por uma área verde cujas árvores impedem que a totalidade da radiação solar incida sobre a parede. Portanto, a câmara externa fica protegida da radiação solar por todos os lados exceto pelo telhado. Detalhes são apresentados na Figura (3.1).

3.3 - CÂMARA DE ESTABILIZAÇÃO

Um dos componentes do sistema que mereceu cuidados especiais foi a câmara de estabilização secundária, ou como nos referimos anteriormente, câmara de estabilização propriamente dita. Esta câmara é a responsável pelo condicionamento do trocador de calor isolando-o de efeitos externos possibilitando a estabilização do fluxo de ar proveniente da câmara externa de estabilização.

A câmara de estabilização também é em alvenaria convencional, rebocada pelo lado externo com argamassa fina e pelo lado interno tem revestimento de azulejos. O piso é sobre o solo e é revestido com cerâmica vermelha. O teto é de compensado naval, cuja vedação foi feita com uma borracha de seção reta de 10mmx40mm circundando toda a parte superior e comprimida contra a parede pela placa de compensado naval, através de parafusos de fixação. As paredes, o piso e o teto foram pintados com tinta acrílica branca para minimizar as influências de radiação.

A câmara possui as seguintes características e dimensões:

■ Comprimento	1170 mm;
■ Largura	1170 mm;
■ Altura	1900 mm;
■ Paredes internas	90 mm;
■ Parede externa	150 mm;
■ Teto	20 mm;

Como podemos ver na Fig. (3.1), três paredes e o teto da câmara estão imersos no interior da câmara externa e a quarta parede tem contato com outra sala ambiente do conjunto arquitetônico que por estar também protegida pela área verde

anteriormente citada, mantinha sempre a mesma temperatura média da câmara externa e, dadas estas suas características, foi escolhida como sala de tomada de dados.

A Entrada de ar da câmara externa para a câmara de estabilização, deu-se através de um duto de PVC (polido) que possuía as seguintes características e dimensões:

■ Comprimento	600 mm;
■ Diâmetro	100 mm;
■ Parede	3 mm;
■ Avanço na C_{EX}	250 mm;
■ Distância centro-piso	500 mm.

Este duto de admissão de ar estava localizado sobre o plano de simetria vertical da câmara de estabilização e perpendicular ao comprimento da câmara externa.

Na câmara estabilizadora foram medidas as temperaturas (T_{p23} e T_{p24}) em dois pontos de uma mesma vertical situada a 250 mm da parede da câmara que se comunica com a sala de tomadas de dados, e a 250 mm da parede esquerda da câmara estabilizadora. Os pontos de tomadas de temperaturas distavam 500 mm e 1500 mm do piso da câmara. As medidas de temperaturas tomadas nestes pontos são utilizadas como referência para o cálculo da temperatura média de entrada do ar no interior do canal.

O controle da pressão atmosférica, umidade relativa do ar e temperatura ambiente na câmara externa, foi efetuado através de um aparelho da René Graf - São Paulo composto de: 01 (um) Barômetro com leitura em (mmHg), 01 (um) Higrômetro (%) e um Termômetro, que nos deu uma pressão ambiente média de 93.059,013 kPa e umidade relativa do ar média de 44%. A avaliação da temperatura da câmara externa foi efetuada por dois termopares (T_{p25} e T_{p26}) situados em uma mesma vertical passando a 200 mm da boca do duto de PVC e a 500 mm e 3500 mm de distância do piso respectivamente. A vedação da câmara de estabilização foi feita com fita adesiva Tartan-3M de 50mm de largura e a detecção de vazamentos foi

efetuada utilizando-se um detector de vazamentos TIF 6500 VACUUM LEAK DETECTOR w/TIF 6501 TRANSMITTER.

3.4 - CANAL DE ESCOAMENTO

Na concepção do projeto do canal de escoamento a possibilidade de movimentação da placa entre as nove posições definidas para estudo, e o isolamento térmico das paredes de modo a caracteriza-las como paredes adiabáticas, eram duas das principais condições que deveriam ser previamente satisfeitas. A primeira condição foi atendida com a construção de uma armação de sustentação da placa situada na parte superior do canal. Esta armação foi formada por duas vigas longitudinais e duas transversais bordejando as margens externas do canal. Nas vigas longitudinais foram colocadas duas cantoneiras móveis nas quais engastou-se o eixo móvel de sustentação da placa que será chamado daqui por diante de “rolete”.

A segunda condição foi satisfeita construindo-se o canal com as paredes formadas por duas camadas de compensado naval, separadas entre si por uma camada de poliestireno expandido como isolante térmico, o qual foi dimensionado a partir da temperatura máxima possível no interior do canal, e a mínima temperatura possível na câmara estabilizadora, utilizando-se a lei de Fourier e supondo-se um fluxo unidimensional de calor de acordo com a análise da seção (2.2.9), detalhe na Fig. (2.6).

Após sua construção, o canal sofreu um tratamento corretivo com massa plástica nas paredes internas, para uma melhor vedação e nivelamento superficial. Em seguida, o canal e armação foram pintados com tinta branco fosco e o rolete foi pintado com tinta acrílica amarela. Para medição das temperaturas médias das paredes do canal, foram colocados seis termopares em cada uma das paredes frontais às paredes da placa aquecedora. A distribuição dos termopares ao longo destas paredes foi feito de modo a possibilitar medir as temperaturas internas e externas nas entradas, nos centros e nas saídas das paredes. Para medir as temperaturas internas nos centros das paredes, foi feito um orifício de 1,0 mm de diâmetro em cada parede, pelo qual foi introduzido o termopar de modo que a união ficasse rente à superfície da parede. Em

seguida as correções de vedação e nivelamento foram efetuadas com massa plástica. Ver detalhes nas Figuras (3.3) e (3.4).



Fig. 3.3 - Vista do canal nivelado e pintado de branco.

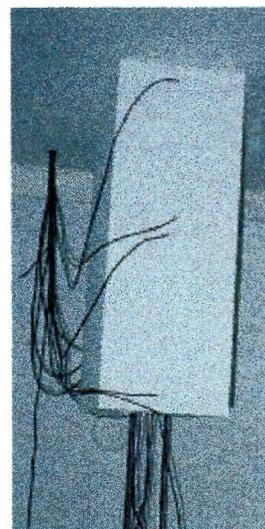
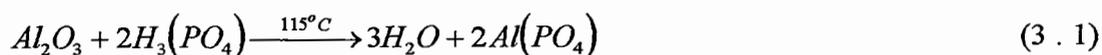


Fig. 3.4 - Vista da distribuição dos termopares no canal.

3 . 5 - PLACA DE AQUECIMENTO

3 . 5 . 1 - PLACA PROTÓTIPO

Para confecção da placa que deveria aquecer o canal para indução de fluxo, idealizou-se inicialmente uma placa protótipo tipo “sandwich” constituída de duas placas de cobre com as seguintes características e dimensões: largura = 50 mm, altura = 100 mm e espessura = 3.14 mm. Em cada placa foram embutidos 05 termopares de acordo com a configuração da Fig. (3.6). Para fixação dos termopares nas placas, foram feitas cavidades de 3.0 mm de profundidade, por 2.0 mm de diâmetro nas quais foram introduzidos os termopares e ali fixados com um cimento preparado à base de resina epoxi e óxido de cobre. Em seguida assentou-se na placa, uma resistência elétrica de NIKROTAL com as seguintes características: comprimento = 380 mm, resistência elétrica = 10.6Ω e diâmetro = 0.2 mm, isolada com missangas e envolvida por um cimento de fosfato de alumínio obtido da reação de ácido fosfórico $[H_3(PO_4)]$ em uma concentração de 5% com alumina $[Al_2O_3]$, de acordo com a reação



e a principal função do cimento formado era proporcionar uma melhor uniformização da temperatura por toda superfície da placa.

A placa “sandwich” assim formada foi em seguida ligada a uma fonte variável de [0 a 30V e 0 a 5A], e, após submetê-la à testes, conseguiu-se obter temperaturas da ordem de $150^\circ C$ com diferenças máximas de 2.4% entre as leituras dos termopares, para uma tensão de 23.04V.

Para verificação da funcionabilidade da placa protótipo e do seu comportamento sob um regime severo de carga, foi construído um canal retangular com paredes de acrílico montadas em uma armação de cantoneiras de ferro, com as seguintes dimensões: altura = 600 mm, seção transversal de 120 mm x 130 mm, ver detalhes na Fig. (3.5).

TESTE DE INDUÇÃO DA PLACA PROTÓTIPO

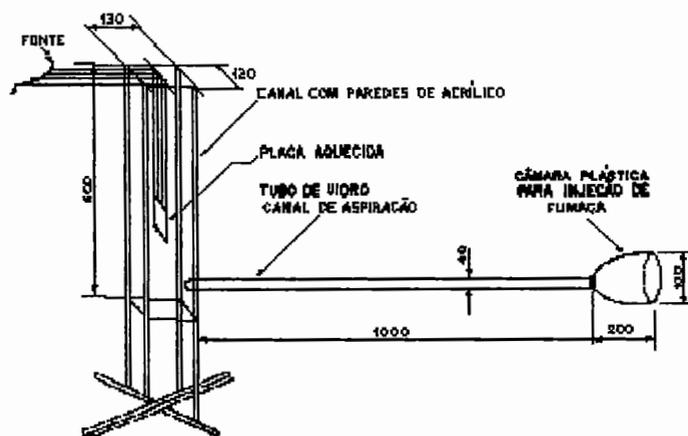


Fig. 3.5 - Teste da placa Protótipo

A partir desta montagem, obteve-se uma visualização de fluxo, colocando-se fumaça na câmara da extremidade do tubo graduado de conexão Fig. (3.5), e, com um cronômetro digital mediu-se o tempo gasto pela fumaça para atravessar o tubo graduado e atingir o canal proporcionando assim, um fluxo com velocidade média de 0.297 m/s.

3.5.2 - CONFEÇÃO DA PLACA DE AQUECIMENTO

Após verificar-se que a placa protótipo funcionou perfeitamente bem, respondendo positivamente a todos os testes aos quais foi submetida, decidiu-se construir a placa de aquecimento nos mesmos moldes da placa protótipo, detalhes e dimensões estão na Figura (3.6). Para a placa de aquecimento, a resistência elétrica de NIKROTAL 80 foi dimensionada de acordo com os cálculos do apêndice 1 e, foi assentada na placa sobre plaquetas de mica com 0.02 mm de espessura, medida com um micrômetro NACHI 0-25/0.01 mm. O isolamento com mica foi preferido em vez de missangas, com o objetivo de deixar a placa com espessura mínima possível.

Utilizando-se uma politriz fabricada no Laboratório de Máquinas Ferramentas-LAMAFE-SEM/EESC-USP, e pó abrasivo nas bitolas 500 para desbaste e 1000 para acabamento, fez-se um tratamento superficial em cada uma das placas constituintes da placa de aquecimento para corrigir possíveis deformações existentes nas faces das placas, garantindo-se deste modo, as suas planicidades.

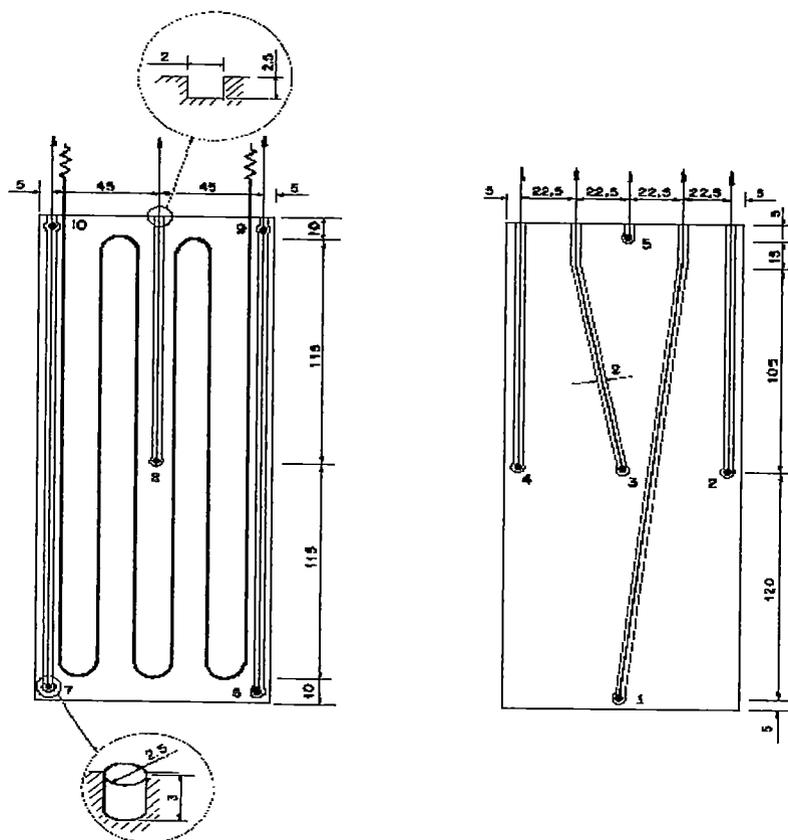


Fig. 3.6 - Vistas dos detalhes da placa de aquecimento

3.5.3 - TESTE DA PLACA DE AQUECIMENTO

Ao ligarmos a placa de aquecimento em diversas voltagens, percebeu-se que acontecia uma irradiação muito grande pelas faces relativas à espessura da placa. Isto acontecia devido à camada de cimento de união entre as placas constituintes que à medida que a temperatura da placa aumentava esta camada escurecia adquirindo características peculiares tornando-se um irradiador. Após várias tentativas de polimento e troca do material de união, notou-se que este efeito não arrefecia daí, optou-se em manter a união com o cimento à base de alumina e fez-se um isolamento dessa região com plaquetas de amianto de dimensões da seção reta igual a 8 mm x 5 mm, que possibilitou uma diminuição superficial de temperatura de acordo com o gráfico da Figura (3.7).

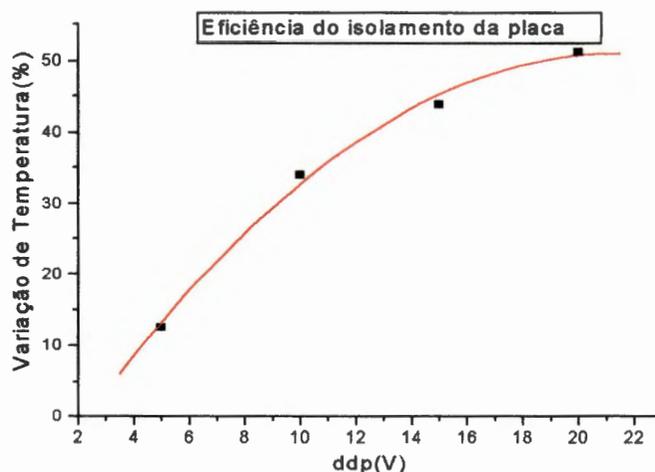


Fig. 3.7 - Variação percentual da temperatura na superfície do isolamento térmico.

Considerando que o isolamento não altera a natureza do fluxo [60] e proporciona um aumento de superfície na placa apenas de 12.7%, mas com uma temperatura média na superfície em torno de 43.13% menor que a temperatura na superfície da parte de cobre da placa, isto para as três maiores ddps das quatro estudadas, desprezou-se seus efeitos na abordagem da eficiência global do sistema e, trataremos a placa de aquecimento como se fosse constituída somente de cobre e nas dimensões das chapas de cobre constituintes para efeito do cálculo das trocas de

calor. O isolamento será considerado no projeto somente como o elemento minimizador de perdas de calor pelas bordas nas faces da placa para as quais os efeitos de trocas de calor são desprezados. Convém ressaltar que: o isolamento na face inferior da placa sofreu um abaulamento em forma parabólica no bordo de ataque das correntes de ar, o que supõe-se melhorar a eficiência da placa aproximando-a do modelo de escoamento de fluidos sobre placas verticais. Ver detalhes na Figura (3.8).

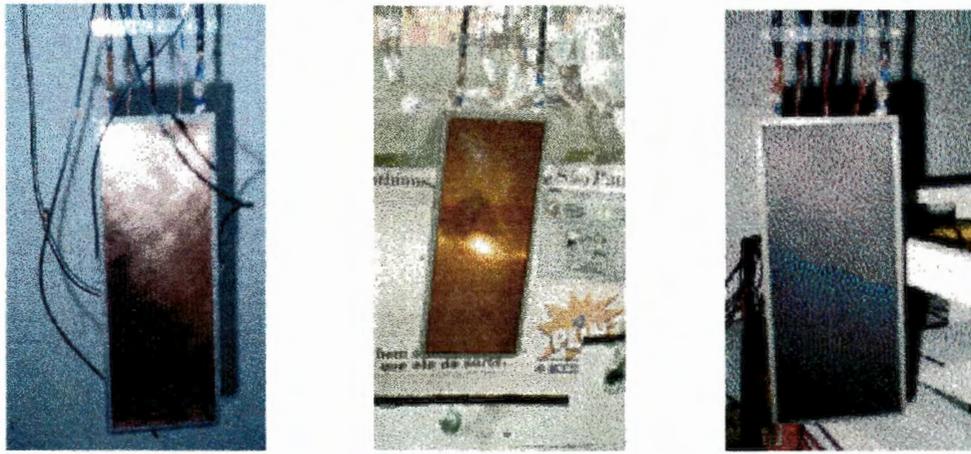


Fig. 3 . 8 - Fotografias da Placa de aquecimento.

3 . 6 - MEDIDOR DE VAZÃO

O problema de maior complexidade no presente trabalho, consistiu em medir a vazão do fluxo de ar induzido pelo trocador de calor constituído pelo canal vertical de paredes paralelas e pela placa aquecedora. Uma tentativa para solucionar este problema foi feita através de uma simulação utilizando-se o sistema da Figura (3.9).

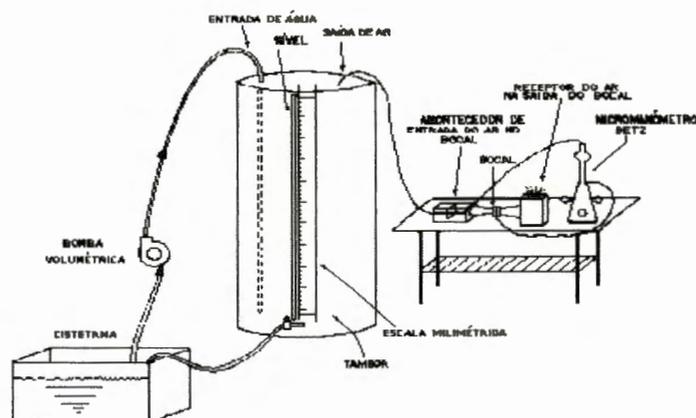


Fig. 3 . 9 Esquema da simulação para determinar a vazão de ar.

Este sistema era constituído por uma bomba volumétrica de precisão que injetava água em um recipiente previamente calibrado formado por dois tonéis de 225 l soldados entre si, para formar um recipiente com capacidade de 450 l, e tendo um nível externo que permitia a visualização da variação da altura da coluna de líquido no seu interior, possibilitando assim o controle da injeção de líquido. O líquido utilizado foi água a qual era injetada no recipiente através de um orifício localizado na sua parte superior, e que se prolongava até uma altura de 200 mm do fundo através de um duto de cobre de 12.7 mm de diâmetro. Ao injetar-se água no recipiente, ar era expelido através de outro orifício de 60 mm de diâmetro também situado na sua parte superior, e que através de uma curva de 90° conectava-se a um duto de 60 mm de diâmetro e 350 mm de comprimento. Na parte inferior deste recipiente havia uma saída de purga, controlada por um registro de globo de 19.05 mm de diâmetro. A este conjunto chamar-se-á, daqui por diante simplesmente de “Saturno”.

Efetou-se a calibração do Saturno especificando-se um zero inicial a 42cm acima da base, a partir deste zero fez-se a primeira marcação correspondendo a um volume de 100l. Em seguida fez-se marcações no nível externo de visualização em intervalos de 10 em 10 litros até a altura correspondente ao volume de 280 litros, e, usou-se para isso, uma bureta DAGRA B 2000/20 ml. A tentativa de medida de vazão nesta simulação, consistia em fazer o ar expelido do Saturno com vazão conhecida, passar por um bocal previamente dimensionado no qual seria tomada a queda de pressão entre a admissão e o estrangulamento, usando-se para isso um micromanômetro BETZ. A partir daí, usando-se as equações de Bernoulli e da continuidade, calcular-se a velocidade do ar ao passar no estrangulamento do bocal. [Esta simulação não funcionou, o BETZ não apresentou sensibilidade nesta vazão].

Com o fracasso da medição de vazão com o sistema da Figura (3.9), uma nova tentativa foi feita utilizando-se desta vez o princípio da anemometria de fio quente [57],[63],[71]. A intenção era desenvolver um anemômetro de fio quente de corrente constante que satisfizesse condições tais como: repetibilidade, durabilidade, capacidade de medição em ampla faixa de vazão de ar e praticidade de manuseio. Após várias combinações de geometria e de formas entre dutos e materiais utilizados como resistência elétrica, foi possível selecionar o material da resistência elétrica

sensora e o material para confecção do duto capazes de satisfazer as condições previamente determinadas.

Após a construção e testes de alguns anemômetros, verificou-se a impossibilidade de medir a vazões de fluxo em toda a faixa de potência aplicada à placa aquecedora, somente com um dispositivo. Construiu-se então, 02 anemômetros; um para medidas de baixas vazões e outro para medidas de vazões mais altas.

O anemômetro construído para medidas de baixas vazões foi chamado de AnewL₃ e sua construção aconteceu do seguinte modo: tomando-se um fio de cobre esmaltado Coralvin R classe A-E nº 37 com 632 mm de comprimento, ligou-se o fio a uma fonte em uma tensão de 3V-2.8A durante 24 horas para alívio de tensões. Fez-se então a montagem da resistência sensora disposta em fios paralelos verticais a 5 mm de distância um do outro, no interior de um tubo de PVC com diâmetro externo = 60 mm, diâmetro interno = 50 mm e comprimento = 100 mm. Nas extremidades do tubo foram adaptados dois anéis de madeira, um deles secundado por um anel de borracha, constituindo-se deste modo, o anemômetro AnewL₃. Ver detalhes na Figura (3.10).

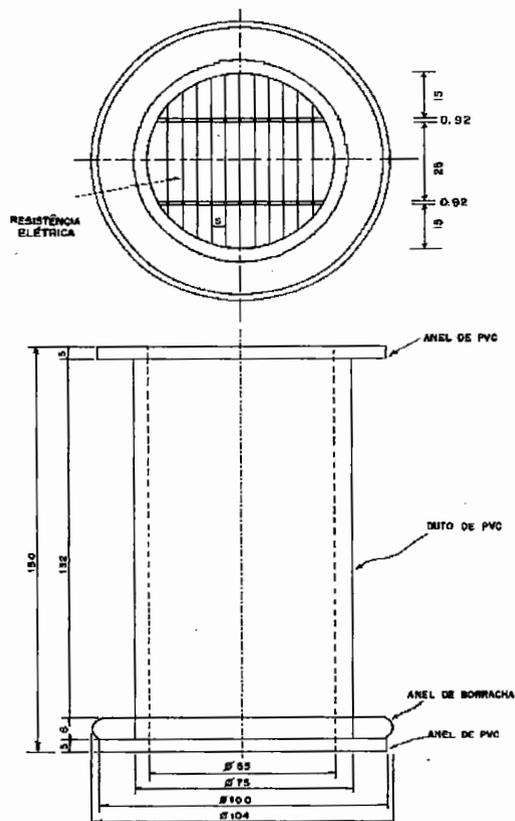


Fig. 3 . 10 - Detalhes de construção do Anew 02.

Para calibração do anemômetro AnewL₃, utilizou-se o Saturno; uma bomba volumétrica OMEL NSP-1/1976 com vazão máxima de 360 l/h; uma bomba de alta vazão, na vazão máxima de 8000 l/h; uma cisterna com capacidade de 250 l; uma fonte de alimentação SME 1070 com tensão variável de 0-30V e precisão de 10⁻¹ V e corrente variável de (0 - 5) A com precisão de 10⁻²A; um shunt, construído e calibrado no laboratório de Termodinâmica da EESC/USP, com escala de 3A CC e base 19 mV, um multímetro digital programável DM 5120, com precisão de 10⁻¹ μV e um computador 286 com placa de aquisição de dados de 8 canais e software Strawberry Tree.

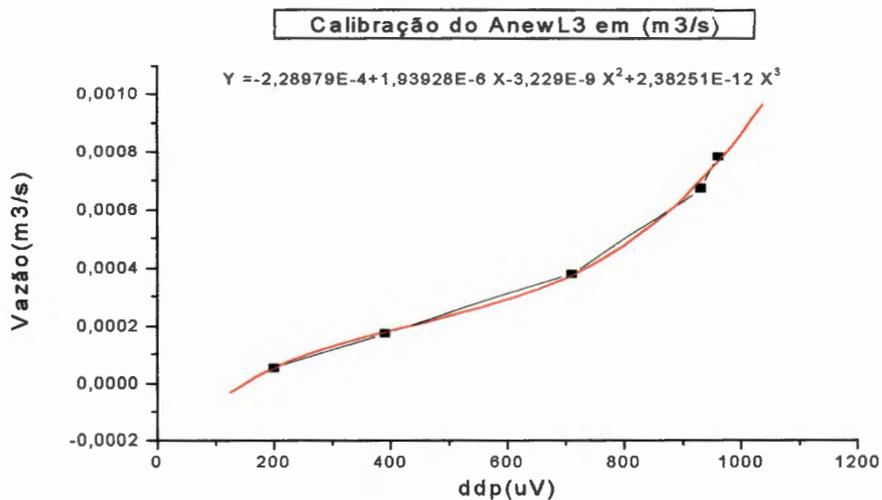


Fig. 3 . 11 - Curva de calibração do AnewL₃

A bomba de alta vazão foi calibrada da seguinte maneira: utilizando-se o Saturno previamente calibrado, ajustou-se a bomba a uma pressão de 3 kgf/cm², que corresponde a uma vazão máxima de 2500 l/h. Dividiu-se a circunferência da válvula da bomba em quatro partes iguais e mediu-se a injeção de água no Saturno sob cada ângulo $\left[\frac{k\pi}{2} \right]$ $[k = 1,2,3,\dots,6]$ de abertura da válvula, acompanhando-se visualmente, a elevação da altura da coluna de água no nível externo do Saturno, na escala milimétrica. Quando o nível d'água atingia uma das marcas de 10 litros do Saturno, marcava-se o tempo com um cronômetro digital. Dividindo-se o volume pelo tempo e determinando-se deste modo a vazão parcial. Repetia-se esta operação um mínimo de

dez vezes para cada posição da válvula determinando-se a vazão média. A bomba de baixa vazão não foi calibrada porque a verificação das suas especificações técnicas foram confirmadas.

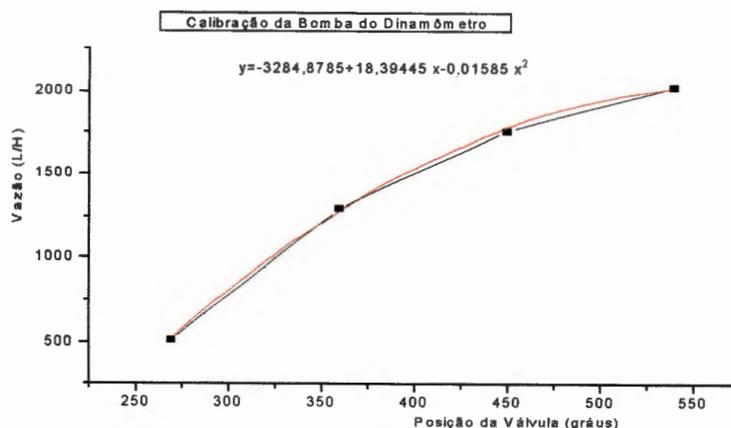


Fig. 3 . 12 - Curva de calibração da bomba de alta vazão.

A calibração do shunt foi efetuada utilizando-se a fonte SME 1070, o multímetro digital DM 5120 e uma resistência de referência. Ligou-se o conjunto shunt-resistência à fonte e submeteu-se o conjunto a uma tensão variável de 20×10^{-2} V até a tensão final de 2,0V. Mediu-se a intensidade de corrente (I), enquanto a leitura fornecida pelo shunt em mV era registrada no multímetro. Em seguida levantou-se a curva de acordo com a Figura (3.14).

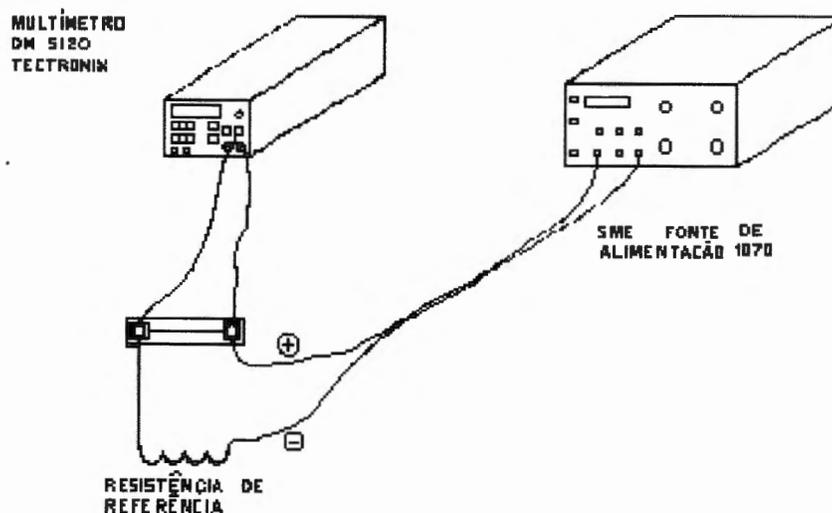


Fig. 3 . 13 - Calibração do Shunt

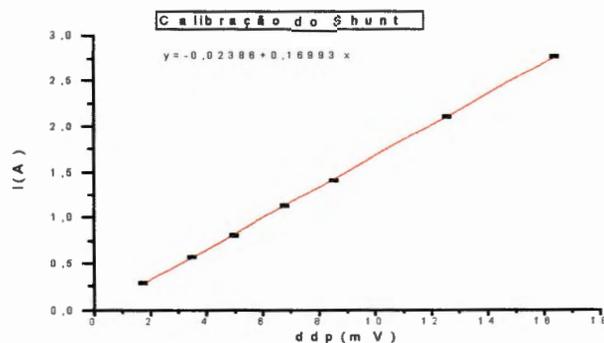


Fig. 3 . 14 - Curva de calibração do shunt

O anemômetro para medidas de vazões mais altas foi chamado de Anew02 e foi construído do mesmo modo do AnewL₃, com pequenas alterações e com as seguintes características: fio de cobre esmaltado Coralvin R classe A-E n° 37, comprimento = 960 mm, instalado em um duto de PVC com diâmetro externo = 75 mm, diâmetro interno = 65 mm e comprimento = 150 mm, anéis de extremidades em PVC, um deles, secundado por um anel de borracha. Detalhes na Figura (3.10). A calibração do Anew02 foi efetuada com os mesmos instrumentos já discriminados na calibração do AnewL₃, a menos do shunt que para o Anew02 foi um shunt com escala de 10A CC e base 60mV CC fabricado pela ENGRO. Este shunt não foi calibrado porque a verificação das suas especificações técnicas confirmaram os valores prescritos.

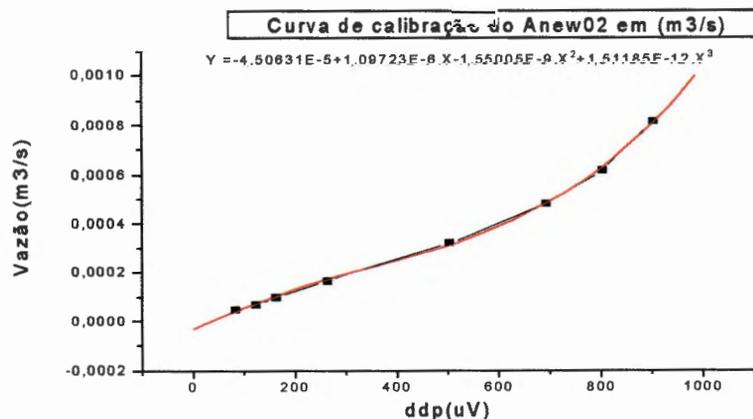
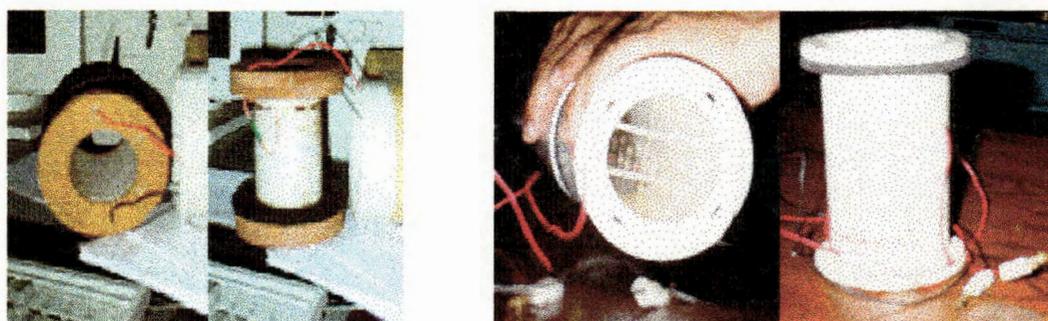


Fig. 3 . 15 - Curva de calibração do Anew02.

AnewL₃

Anew02.

Fig. 3 . 16 - Vistas do Anemômetros de fio quente

3 . 7 - TERMOPARES

Para levantamento dos dados e análise dos experimentos, construiu-se 26 termopares de cobre-constantan. Dos 26 termopares, 10 foram construídos com material importado e os 16 restantes foram construídos com material nacional. Os termopares de material importado tinham os fios de cobre e de constantan envoltos por espaguete bem finos, de cores diferentes e ligados entre si constituindo assim um fio duplo com seção de 1mm x 2mm. E, em face da sua pequena espessura, foram embutidos na placa tipo “sandwich”, para medição da sua temperatura média.

Os dezesseis termopares construídos com material nacional ficaram bem mais espessos e foram utilizados para medições de temperaturas nas câmaras externa, de estabilização e nas paredes do canal. A construção e aferição de todos os termopares, foram feitas de acordo com [39]. E, junto com o termopar de referência, foram todos ligados a uma única chave seletora de 36 canais.

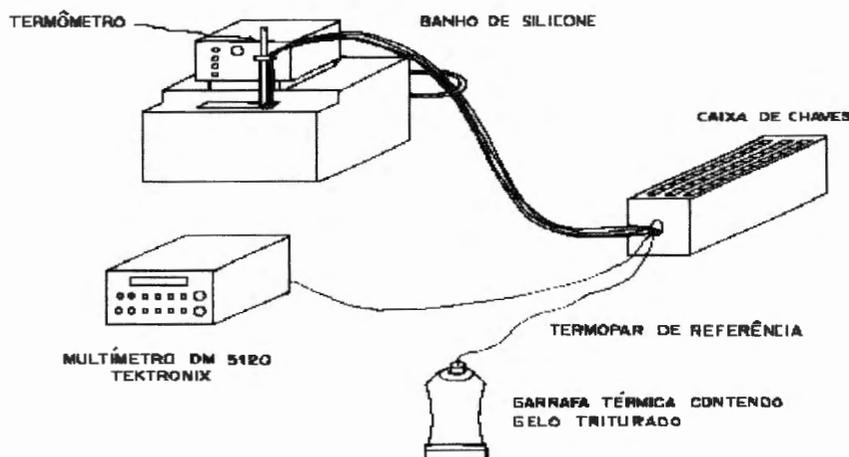


Fig. 3 . 17 - Calibração dos termopares.

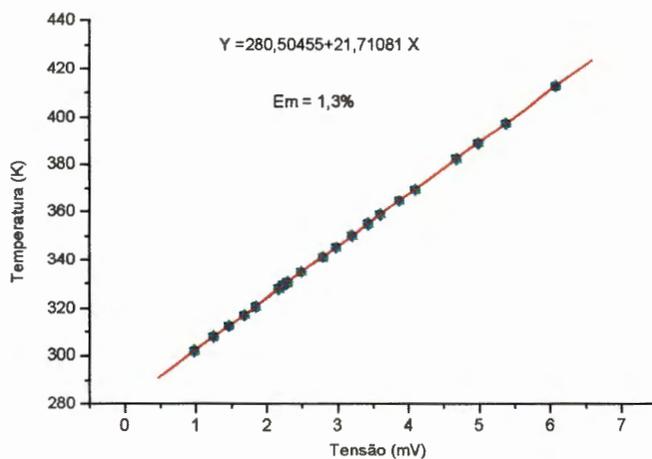


Fig. 3 . 18 - Curva de calibração dos termopares.

3 . 8 - TROCADOR DE CALOR

O trocador de calor do presente estudo consiste da combinação da placa de aquecimento no interior do canal vertical de paredes paralelas, componentes estes já descritos nas seções (3.4) e (3.5), respectivamente. Ver Figura (3.19).

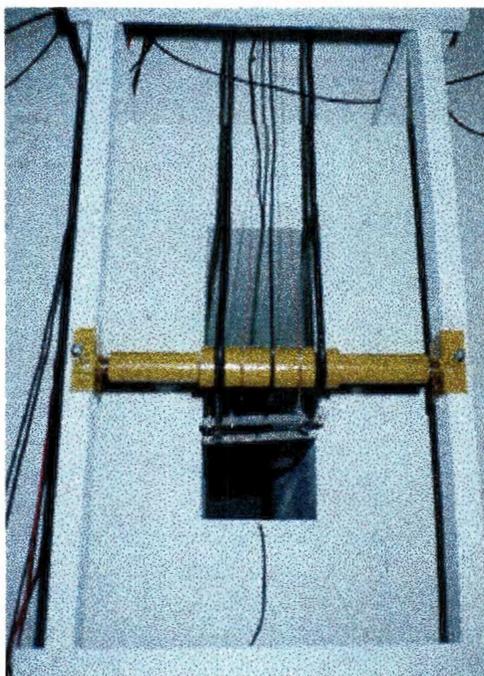


Fig. 3 . 19 - fotografia da placa dentro do canal.

3.9 - TESTE DO TROCADOR DE CALOR E ANEMÔMETRO

No intuito de avaliar a operacionalização do sistema constituído pelo trocador de calor mais o anemômetro, fez-se alguns testes que pudessem indicar a melhor metodologia a ser aplicada na condução dos experimentos.

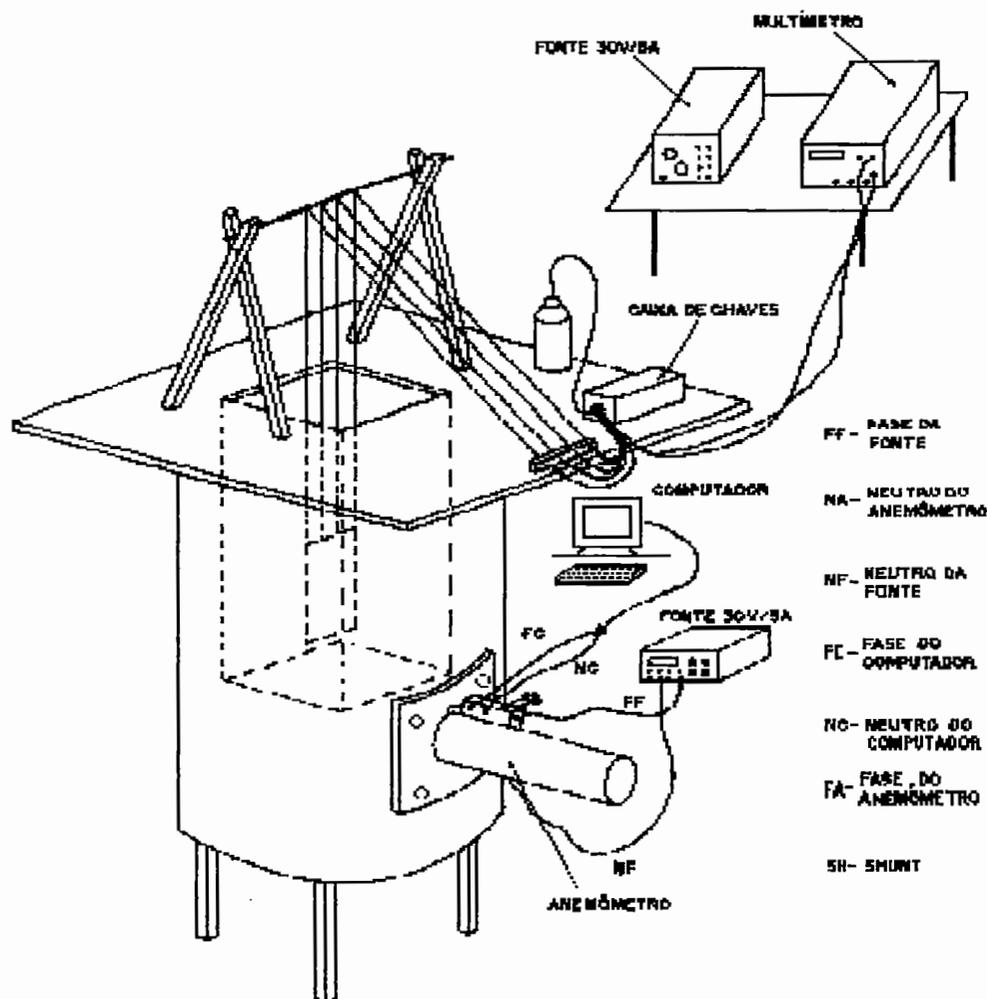


Fig. 3.20 - Teste do sistema trocador de calor x anemômetro.

Utilizando-se o sistema mostrado na Figura (3.20), aplicamos tensões na placa nos valores de 10V, 15V e 20V para avaliar o comportamento do sistema quanto ao tempo de aquecimento, tempo de estabilização, tempo de resfriamento, temperaturas alcançadas e resposta do anemômetro quanto à sua capacidade de medida do fluxo de ar. Todos os testes ocorreram de maneira satisfatória e conseguiu-se deste modo, as informações necessárias para estabelecer a metodologia de trabalho.

3 . 10 - METODOLOGIA DE TRABALHO.

Descreveremos sucintamente a seqüência de operações que constituirão a metodologia aplicada no levantamento e processamento dos dados e informações obtidas através do experimento. A ordem das atividades a serem desenvolvidas, foi definida a partir das informações obtidas no item [3.9] onde ensaiou-se o conjunto formado pelo trocador de calor e o anemômetro.

A - Placa polida

- Polimento da placa e ajuste na posição de tomada de dados
- Fechar a câmara externa para estabilização
- Colocar gelo na garrafa térmica do termopar de referência
- Ligar as duas fontes e os dois multímetros e aguardar 30 minutos
- Fornecer potência ao anemômetro e aguardar 02 horas
- Fornecer potência à placa e aguardar 03 horas
- Efetuar a primeira tomada de dados
- Abrir a câmara externa, polir a placa, muda-la de posição e aguardar 01 hora
- Efetuar a segunda tomada de dados
- Abrir a câmara externa, polir a placa, muda-la de posição e aguardar 01 hora
- Efetuar a terceira tomada de dados
- Selecionar os dados coerentes e repetir os experimentos para os dados não concordantes
- Processar os dados no computador
- Analisar os resultados obtidos

B - Placa pintada de preto fosco

A metodologia aplicada na condução dos experimentos efetuados com a placa pintada de preto fosco, foi a mesma metodologia aplicada ao caso da placa polida, a menos das operações de polimento que para este caso se fizeram desnecessárias. Ao

final dos experimentos com a placa preta o resultado do processamento dos dados deverá ser comparado com os resultados obtidos dos experimentos com a placa polida.

4 - TOMADA E REDUÇÃO DE DADOS

4.1 - VERIFICAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO CANAL

Para iniciar a tomada de dados, fez-se, antes de tudo, uma verificação teórica das grandezas envolvidas no volume de controle, na intenção de definir o que calcular, como calcular e, como relacionar tais grandezas para a consecussão dos objetivos pretendidos.

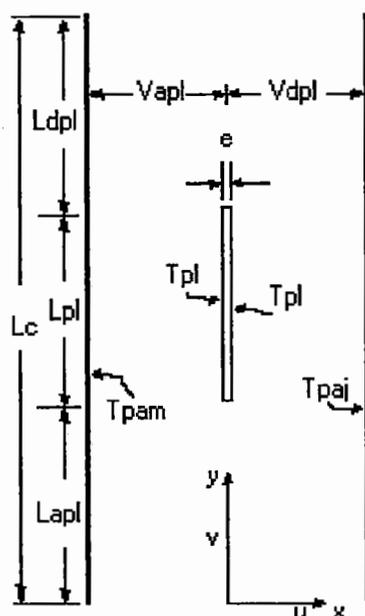


Fig. 4.1 - Geometria do modelo de transferência de calor

Para a geometria do modelo de transferência de calor da Fig. (4.1), considerando um fluxo laminar bidimensional, incompressível em regime permanente, as forças de dissipação viscosas são desprezíveis, e todas as propriedades termofísicas sendo consideradas constantes, exceto a densidade no termo de flutuação da equação da quantidade de movimento, i.é., aproximação de Boussinesq.

Com essas considerações, as Equações governantes (2.15), (2.17), (2.18) e (2.22) tornam-se:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.1)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p'}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (4.2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p'}{\partial y} + g\rho\beta(T - T_0) + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4.3)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4.4)$$

onde p' é a diferença entre a pressão no interior do canal e a pressão ambiente na mesma elevação [19], [43]. As equações (4.1 a 4.4) são validas somente para uma configuração bi-dimensional, a rigor não se aplicam à presente modelagem.

4.2 - BALANÇO ENERGÉTICO DO SISTEMA

O balanço de energia térmica circulando no sistema em estudo será efetuado a partir da aplicação da Eq. (2.22), considerando-se o volume de controle da Fig. (4.2). Na Eq. (2.22), desprezando-se os efeitos das forças viscosas e considerando-se o escoamento bidimensional incompressível em regime permanente, condutibilidade térmica constante. O termo do lado esquerdo da equação representa o calor convectivo fornecido ao ar. O primeiro termo do lado direito da equação representa o calor difusivo trocado com o meio exterior, o terceiro e quinto termos se anulam pelas considerações feitas, e o quarto termo será considerado a energia fornecida ao sistema, ou seja:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = Q_{AR} \quad (4.5)$$

$$\nabla \cdot (k\nabla T) = Q_{ex} \quad (4.6)$$

$$\frac{Dp}{Dt} = 0 \quad (4.7)$$

$$q''' = Q_{aq} \quad (4.8)$$

$$\mu\Phi = 0, \quad (4.9)$$

Portanto :

$$Q_{AR} = Q_{ex} + Q_{aq} \quad (4.10)$$

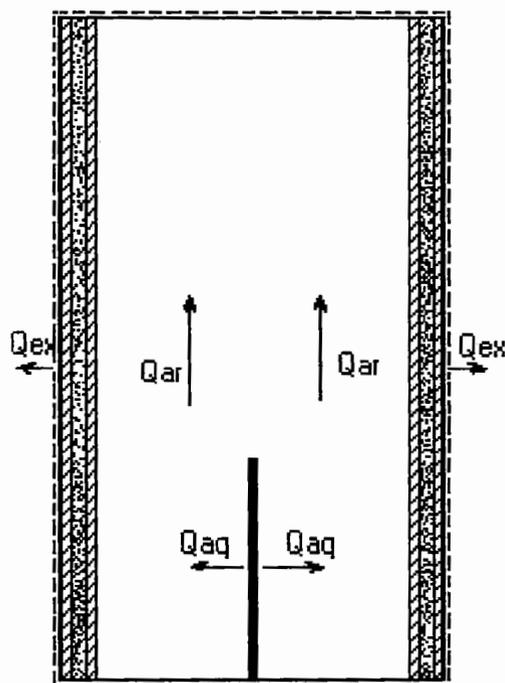


Fig. 4 . 2 - Volume de controle para o balanço térmico do sistema.

Na determinação da Eq.(4.10) não foram levados em consideração os efeitos de radiação, visto que, o fluido de trabalho não foi considerado emissor nem absorvedor.

O valor de Q_{aq} é calculado pela Eq. (4.28), pois o calor de aquecimento é igual à energia elétrica transformada em calor por efeito Joule. Portanto:

$$Q_{aq} = P_{aq} \quad (4.11)$$

Considerando-se que as paredes do canal são formadas por duas paredes de compensado naval separadas por uma camada de poliestireno expandido, para analisarmos o fluxo de calor através da parede do canal para o meio exterior, consideraremos o caso de uma parede composta em série, conforme a Fig. (4.3).

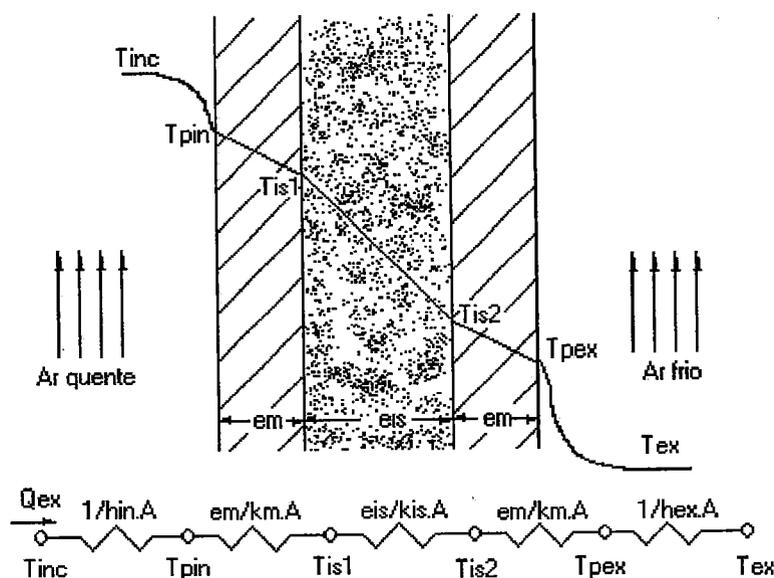


Fig. 4.3 - Circuito térmico equivalente para a parede do canal

A taxa unidimensional de transferência de calor através da parede do canal para o meio exterior pode ser expressa por

$$Q_{ex} = \frac{T_{inc} - T_{ex}}{\sum R_t} \quad (4.12)$$

onde

$$\sum R_t = \frac{1}{h_{inc} A} + \frac{e_m}{k_m A} + \frac{e_{is}}{k_{is} A} + \frac{e_m}{k_m A} + \frac{1}{h_{ex} A} \quad (4.13)$$

nos sistemas compostos é muitas vezes conveniente trabalhar com o coeficiente global de transferência calor (U), definido por

$$U = \frac{1}{\sum R_i A} \quad (4.14)$$

daí a Eq. (4.12) fica

$$Q_{ex} = UA\Delta T \quad (4.15)$$

4.3 - CORRELAÇÃO DE DADOS

As correlações propostas, são equações do tipo

$$\bar{N}_u = C_1 \left(\frac{L_{APL}}{L_C} R_a \right)^{n_L}; \bar{N}_u = C_2 \left(\frac{V_{APL}}{V_C} R_a \right)^{n_V} \quad (4.16)$$

$$\bar{R}_e = C_3 \left(\frac{L_{APL}}{L_C} R_a \right)^{m_L}; \bar{R}_e = C_4 \left(\frac{V_{APL}}{V_C} R_a \right)^{m_V} \quad (4.17)$$

determinando-se valores para \bar{N}_u , \bar{R}_a e \bar{R}_e a partir dos dados obtidos experimentalmente, serão calculados os valores de C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , n_1 , n_2 , m_1 , e m_2 através do método dos mínimos quadrados de acordo com o equacionamento abaixo.

Considerando-se que as equações de correlações de \bar{N}_u e \bar{R}_e têm a mesma forma, demonstraremos o procedimento de cálculo de C_i , n_i e m_i para uma análoga equação genérica da forma $N_u = CR_{a_L}^k$.

$$N_u = CR_{a_L}^k \Rightarrow \log N_u = k \log R_{a_L} + \log C \quad (4.18)$$

Fazendo-se:

$$X = \log R_{a_u} \quad Y = \log N_u \quad b = \log C \quad (4.19)$$

Fica

$$Y = kX + b \quad (4.20)$$

A diferença ordinária entre um ponto qualquer e a curva é $= y_i - b - kx_i$

A soma dos quadrados é

$$S = \sum_{i=1}^n (y_i - b - kx_i)^2 \quad (4.21)$$

e, para S ser um mínimo

$$\frac{\partial S}{\partial b} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\partial S}{\partial k} = 0 \quad (4.22)$$

Logo

$$\begin{aligned} \frac{\partial S}{\partial b} = -2 \sum_{i=1}^n (y_i - b - kx_i) = 0 &\Rightarrow \sum_{i=1}^n y_i - nb - k \sum_{i=1}^n x_i = 0 \quad \therefore \\ nb + k \sum_{i=1}^n x_i &= \sum_{i=1}^n y_i \end{aligned} \quad (4.23)$$

Fazendo-se a derivação parcial de S desta vez em relação a k, teremos

$$\frac{\partial S}{\partial k} = -2 \sum_{i=1}^n x_i (y_i - b - kx_i) = 0 \Rightarrow \sum_{i=1}^n x_i y_i - b \sum_{i=1}^n x_i - k \sum_{i=1}^n x_i^2 = 0 \quad \therefore \quad (4.24)$$

$$b \sum_{i=1}^n x_i + k \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n x_i y_i \quad (4.25)$$

As Equações (4.23) e (4.25) são chamadas equações normais do problema e serão reescritas sem sufixos, lembrando que X e Y são os valores obtidos dos dados experimentais, logo

$$nb + k \sum X = \sum Y \quad (4.26)$$

$$b \sum X + k \sum X^2 = \sum XY \quad (4.27)$$

E assim as equações (4.26) e (4.27) constituem um sistema de equações válidas para todos os n pares de valores [66]. A partir destas equações normais, os valores específicos de k e b podem ser determinados e após, substituídos para obter as correlações $N_u = f(R_{a_r})$ e $R_e = f(R_{a_r})$.

4.4 - TOMADA DE DADOS

Após definir a metodologia de acordo com o item [3.10], foi providenciado a adequação do ambiente para a execução das tarefas de tomadas de dados. O ambiente escolhido foi uma sala adjacente à câmara externa, em virtude de sua proximidade ao aparato experimental bem como as suas condições ambientais concernentes a efeitos de pressão e temperaturas que, nas condições normais, foram verificadas serem iguais às da câmara externa de estabilização. Para adequação da sala anexa à câmara externa, para tomada de dados, foram tomadas as seguintes providências:

- Abertura de uma fenda na parede de separação entre as salas, com dimensões de 20mmx120mm;
- Assentamento de uma viga em chapa de ferro, com perfil em C, na saída da fenda, com um eixo cavilhado, no qual, foi assentado um segundo “rolete” de madeira;
- Construção, e assentamento na parede, de um pequeno guindaste manual munido de sistema auto-travante;
- Construção de um balcão com duas paredes laterais em tijolos, e parte superior em compensado naval.

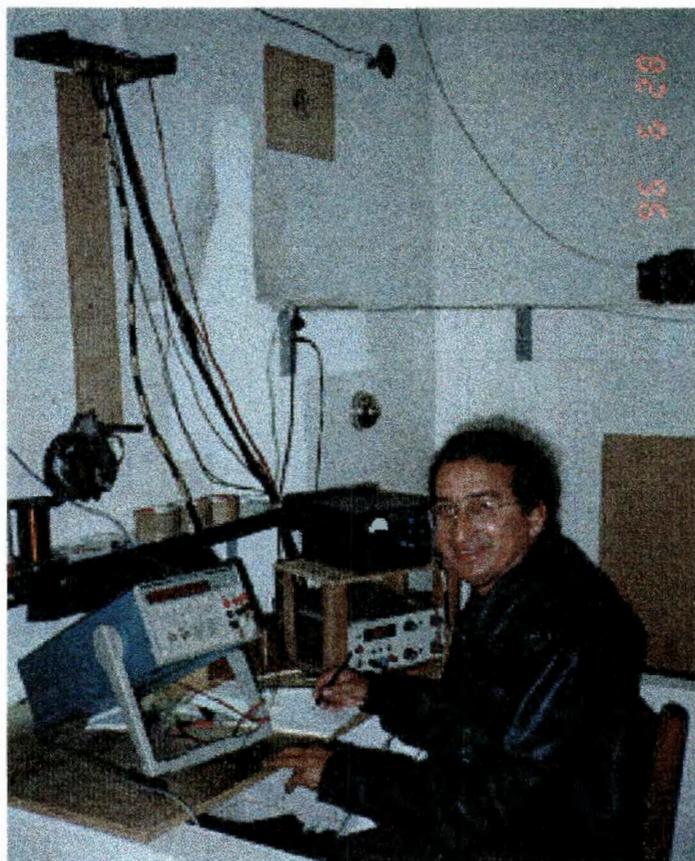


Fig. 4. 4 - Detalhes da sala de tomada de dados.

A fenda na parede, é um elemento através do qual passam os cabos de alimentação da placa de aquecimento e anemômetro de fio quente, bem como, todos os termopares utilizados nas medições das temperaturas da câmara externa, câmara estabilizadora, canal e placa de aquecimento. Os cabos de alimentação da placa aquecedora, foram reunidos convenientemente aos termopares de modo a formarem combinações que passavam pelas ranhuras guias do rolete de suspensão, e, continuavam paralelamente até alcançarem as correspondentes ranhuras guias do segundo rolete ajustado sobre o eixo da viga de formato C, montada na saída da fenda da parede. Esta montagem foi confirmada ser necessária para o conveniente movimento de suspensão e descida da placa no interior do canal vertical. Após o segundo rolete, os cabos de alimentação e os termopares foram reunidos em único “chicote” através de uma presilha, feita com duas plaquetas de madeira, conectadas entre si por intermédio de três parafusos secundados por arruelas e porcas. Na

presilha foi adaptado um ponteiro de plástico, de modo que, ao puxar-se a presilha por intermédio de um cabo de aço que a conectava ao guindaste manual, ela trazia consigo os cabos de alimentação e os termopares, deslocando assim, a placa, no interior do canal. E, enquanto isso o ponteiro deslocando-se sobre uma régua previamente calibrada, assentada na parede, marcava a exata posição da placa aquecedora no interior do canal. Sobre o balcão acomodavam-se as fontes de alimentação do anemômetro de fio quente e da placa aquecedora, o multímetro digital no qual eram feitas as medidas indiretas de temperaturas e vazão de ar, a garrafa térmica para o termopar de referência, e ainda, alguns petrechos tais como: psicrômetros, barômetros, termômetros, régua, etc... .

4 . 5 - DIFERENÇA DE POTENCIAL ELÉTRICO

Para medir a diferença de potencial elétrico dos termopares e do anemômetro de fio quente, utilizou-se um multímetro digital programável TEKTRONIX DM 5120 com precisão de $10^{-1} \mu\text{V}$. Este multímetro foi também utilizado para checagem das tensões de alimentação da placa de aquecimento e do anemômetro de fio quente. Tensões estas que; para a placa, era fornecida por uma fonte de alimentação ajustável de (0 - 30) V e (0 - 5) A, com precisão de 10^0 V, construída no laboratório de termodinâmica da EESC/USP. E, para o anemômetro de fio quente era fornecida por uma fonte de alimentação SME - 1070, ajustável de (0 - 30) V e (0 - 5) A com precisão de 10^{-1} V e 10^{-2} A .

4 . 6 - CORRENTE ELÉTRICA

A medição da corrente elétrica atuante no anemômetro de fio quente foi medida na sua própria fonte SME 1070 de aquecimento. Utilizando-se o multímetro digital programável TEKTRONIX DM 5120, fazia-se uma monitoração periódica

desta corrente para detectar possíveis flutuações imperceptíveis no display da fonte, dada a sua limitada precisão diante da acuracidade do multímetro em questão.

Similar procedimento foi efetuado em relação à corrente elétrica de alimentação da placa de aquecimento, ou seja, embora a corrente elétrica pudesse ser lida na própria fonte alimentadora, más, usou-se também, periodicamente, o multímetro DM 5120 para monitoração de flutuações de corrente elétrica. Flutuações de corrente elétrica foram de raríssimas ocorrências visto que, as instalações elétricas dos ambientes que constituíam a estação simuladora e a sala de tomada de dados, eram aterradas por haste de cobre e estabilizadas por um estabilizador de voltagem MOD. CG - 03 - EL - 2000W, com tensão de saída variável de 0 a 150 V, fabricado pela Instrumentos Científicos C.G. LTDA. Portanto sempre que ocorreu oscilação de tensão no ambiente de pesquisa, foi devido a desligamentos acidentais da rede e, nestes casos, as medições eram abortadas.

4 . 7 - POTÊNCIA ELÉTRICA DE AQUECIMENTO DA PLACA

A potência elétrica foi fornecida à placa aquecedora por intermédio de uma fonte de potência desenvolvida no laboratório de termodinâmica da EESC/USP, e seu valor foi calculado pela lei de Joule definida pela equação:

$$P = RI^2 = \frac{U^2}{R} \quad (4 . 28)$$

4 . 8 - TEMPERATURA

As medidas de temperaturas do presente trabalho foram efetuadas, quase em sua totalidade, por um processo indireto, utilizando-se para isto, 26 termopares do tipo cobre-constantan exceto, as temperaturas da sala de controle que foram medidas a partir de um termômetro de mercúrio, ou, com o psicrômetro. Os termopares foram distribuídos da seguinte maneira:

- 1 a 10 no interior da placa de aquecimento;
- 11, 13 e 15 na parte interna da parede anterior do canal;
- 12, 14 e 16 na parte externa da parede anterior do canal;
- 17, 19 e 21 na parte interna da parede posterior do canal;
- 18, 20 e 22 na parte externa da parede posterior do canal;
- 23 e 24 no interior da câmara de estabilização;
- 25 e 26 no interior da câmara externa.

Todos os termopares, inclusive o termopar de referência, estavam ligados a uma mesma caixa de chaves seletoras que possibilitava a leitura seqüenciada de cada termopar a partir do multímetro DM 5120. Os valores das ddps lidas no multímetro eram substituídos na curva de calibração dos termopares, Fig. (3.18), determinando-se deste modo, as temperaturas da placa aquecedora, das câmaras externa e estabilizadora, bem como, a temperatura do canal de escoamento.

4 . 9 - TEMPERATURA MÉDIA DA PLACA DE AQUECIMENTO

A temperatura da placa de aquecimento foi medida através de dez termopares embutidos no seu interior, conforme item [3.5.1], e, seu valor médio será calculado a partir da equação:

$$\bar{T}_{PL} = \frac{\sum_{i=1}^{10} T_i}{10} + 273,16 \quad (4 . 29)$$

4 . 10 - TEMPERATURA MÉDIA DA CÂMARA EXTERNA

Na câmara externa instalaram-se os termopares de números 25 e 26 e a sua temperatura média foi calculada pela seguinte equação:

$$\bar{T}_{CEX} = \frac{T_{25} + T_{26}}{2} + 273,16 \quad (4 . 30)$$

4 . 11 - TEMPERATURA MÉDIA DA CÂMARA DE ESTABILIZAÇÃO

Na câmara de estabilização foram instalados os termopares de números 23 e 24, e a temperatura média foi calculada a partir da equação:

$$\bar{T}_{CE} = \frac{T_{23} + T_{24}}{2} + 273,16 \quad (4 . 31)$$

4 . 12 - TEMPERATURA MÉDIA DO AR

A temperatura média do ar no interior do canal será calculada substituindo-se T_0 por \bar{T}_{CE} na Equação (2.08), gerando a equação:

$$\bar{T}_{AR} = \bar{T}_{CE} + \frac{\bar{T}_{PL} - \bar{T}_{PA}}{2} + 273,16 \quad (4 . 32)$$

4 . 13 - TEMPERATURA DE FILME

A temperatura de filme para obtenção das propriedades do fluido é calculada a partir da Equação (2.09), acrescentando-se apenas a constante de conversão de temperatura em graus Centígrados para graus Kelvin, gerando a equação:

$$\bar{T}_f = \bar{T}_{PA} + 0.25(\bar{T}_{PL} - \bar{T}_{PA}) + 273,16 \quad (4 . 33)$$

4 . 14 - TEMPERATURA DA PAREDE

O cálculo das temperaturas das paredes foi efetuado considerando-se que as interações de troca de calor aconteciam no sistema em estudo envolvendo a parede anterior (a montante) e a parede posterior (a jusante) da entrada de ar no canal.

Visto que, as paredes do canal foram consideradas adiabáticas , serão calculadas de acordo com o item [4.4], as temperaturas médias das paredes internas do canal, portanto:

$$\bar{T}_{PA_M} = \frac{T_{11} + T_{13} + T_{15}}{3} + 273,16 \quad (4 . 34)$$

$$\bar{T}_{PA_J} = \frac{T_{17} + T_{19} + T_{21}}{3} + 273,16 \quad (4 . 35)$$

Para o cálculo das temperaturas do ar e de filme à montante e à jusante, basta substituir nas Equações (4.32) e (4.33), a temperatura média da parede por seus valores dados respectivamente pelas Equações (4.34) e (4.35)

4.15 - PRESSÃO

A pressão atmosférica foi lida durante todo o período de tomada de dados, em um barômetro da Renè Graf - São Paulo. A partir dos valores da P_{ATM} lidos calculou-se, com a Equação (4.36), o valor da pressão $P_0 = 93.059,013 \text{ Pa}$, enquanto que o valor da Pressão genérica, foi calculado a partir da Equação (2.25).

$$P_0 = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{n} \therefore P_i = P_{ATM} \text{ lida em cada instante,} \quad (4.36)$$

4.16 - COEFICIENTE DE EXPANSÃO TÉRMICA

O coeficiente de expansão térmica do ar foi calculado por analogia com o coeficiente de expansão térmica de um gás perfeito, visto que, em toda a faixa dos experimentos a temperatura do ar no interior do canal esteve acima da temperatura ambiente, e em uma pressão em torno da pressão atmosférica, portanto diferenciando-se parcialmente a Equação (2.25), para a pressão constante e combinando-se o resultado com a Equação (2.26), obteremos a equação para o cálculo do coeficiente de expansão térmica do ar de acordo com [19], com T_f em graus Kelvin.

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (4.37)$$

4.17 - DIMENSÃO CARACTERÍSTICA

Quando a seção transversal do duto de escoamento não é circular, os números adimensionais tais como, número de Reynolds e número de Nusselt ficam melhor determinados sempre que a grandeza comprimento existente nas suas equações de

definições é definida como uma dimensão característica chamada diâmetro hidráulico [19], [49], dado pela equação:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (4.38)$$

neste trabalho o diâmetro hidráulico foi determinado pela Equação,

$$D_h = \frac{2.L.b}{L+b} \quad (4.39)$$

considerando-se que a seção transversal de escoamento é retangular de dimensões $b \times L$. Para o cálculo do diâmetro hidráulico à montante e à jusante, substitui-se a grandeza L pelo seu valor L_m ou L_j à montante ou à jusante respectivamente. O valor da grandeza b é constante.

As propriedades termofísicas do ar utilizadas neste trabalho, tais como: massa específica, calor específico, difusividade térmica, condutibilidade térmica, viscosidade dinâmica, viscosidade cinemática, etc... à montante e à jusante, foram calculadas por interpolação dos valores obtidos do Apêndice A da referência [19].

4.18 - VAZÃO

A vazão de ar induzido pela placa aquecedora no interior do canal foi medida pelos anemômetros AnewL3 e Anew02 descritos no item [3.6]. O AnewL3 foi utilizado para medir a vazão de ar quando a tensão aplicada à placa aquecedora era de 6V, e, o Anew02 para as tensões de 10, 13 e 15V respectivamente. A partir destes anemômetros foi possível determinar a vazão de ar induzido que chegava ao canal. O canal tinha o seu vão longitudinal dividido transversalmente pela placa aquecedora, dividindo deste modo o vão do canal em dois canais de escoamento. Sendo a placa aquecedora isotérmica, havia transferência de calor através das duas faces encarando as duas seções nas quais o canal era dividido e, assim, a vazão total

de ar induzido, que era registrada pelo anemômetro situado na entrada da câmara de estabilização, Fig. (3.1) ficava dividida em duas frações, uma que atravessava a primeira seção de ataque, a qual chamaremos de seção à montante do fluxo ou simplesmente seção à montante, e, cuja vazão através de si, será chamada de vazão à montante. A seção posterior à primeira, será chamada de seção à jusante e, a vazão através de si chamar-se-á vazão à jusante.

A caracterização destas duas vazões fez-se necessário, dadas as peculiaridades do experimento que exigia a análise de parâmetros dimensionais tais como: fluxo de calor e temperaturas, bem como parâmetros adimensionais a saber, números de Reynolds, Rayleigh e Nusselt, para uma adequada definição das condições de indução de ar pela estação simuladora.

Com a divisão do canal de escoamento pela placa aquecedora em dois canais, para determinação dos parâmetros adimensionais envolvidos no presente estudo, fazia-se necessário inicialmente que fossem determinadas as vazões à montante e à jusante. Isto foi feito definindo-se um sistema de Equações constituídos pelas Equações (2.15.a) e,

$$\dot{m}_m = \frac{N_{Um}}{N_{Um} + N_{Uj}} \dot{m} \quad (4.40)$$

$$\dot{m}_j = \frac{N_{Uj}}{N_{Um} + N_{Uj}} \dot{m} \quad (4.41)$$

a dedução destas Equações baseou-se no fato de que a Eq.(4.1) da continuidade não deveria ser satisfeita levando-se em consideração somente a geometria do canal de modo a fazer as vazões à montante e à jusante proporcionais às áreas das seções transversais de escoamento, visto que, isto, anularia os efeitos termodinâmicos do sistema. Por outro lado, considerando-se que a placa é isotérmica, é válido supor que as induções impostas pelas duas faces sejam iguais entretanto, isto anularia as contribuições das características termodinâmicas do canal. Portanto, considerou-se que as vazões em cada seção do canal sejam proporcionais aos números de Nusselt de

cada face da placa, o que incorpora ao fenômeno, as condições termodinâmicas requeridas e geradoras do fenômeno da convecção natural.

4 . 19 - NÚMERO DE NUSSELT

Os números de Nusselt à montante e à jusante da placa foram calculados a partir da Equação (2.03) determinando-se o coeficiente de condutividade térmica à montante e à jusante bem como, fazendo o coeficiente de película médio igual ao coeficiente de película médio à montante e à jusante, onde, estes coeficientes de película são determinados pela Equação (2.01) em que T_s é a temperatura da placa e T_∞ é a temperatura do ar à montante ou à jusante conforme seja o caso.

4 . 20 - NÚMERO DE RAYLEIGH

Para calcular os números de Rayleigh à montante e à jusante da placa, utilizou-se a Equação (2.06) considerando-se a aceleração da gravidade constante na pressão atmosférica local, pressão esta dada pela Equação (4.36), o coeficiente de expansibilidade térmica determinado pela Equação (4.37), o comprimento L da placa, a temperatura T_s igual à temperatura da placa, a temperatura T_∞ igual à temperatura do ar à montante e à jusante, a difusividade térmica e a viscosidade cinemática à montante e à jusante conforme requeira a situação.

4 . 21 - NÚMERO DE REYNOLDS

O número de Reynolds é definido originalmente pela Equação,

$$R_e = \frac{\rho v_m D}{\mu} \quad (4.42)$$

para o presente estudo faremos $D = D_h$, definido pela Equação (4.38) e definiremos a velocidade média de escoamento v_m em função da vazão mássica dada pela Equação,

$$\dot{m} = \rho v_m A_c \quad (4.43)$$

combinando-se as Equações (4.39), (4.42) e (4.43) definiremos as equações para os números de Reynolds à montante e à jusante:

$$Re_m = \frac{2 \cdot \dot{m}_m}{\mu_m (b + L_m)} \quad (4.44)$$

$$Re_j = \frac{2 \cdot \dot{m}_j}{\mu_j (b + L_j)} \quad (4.45)$$

4.22 - REDUÇÃO DE DADOS DOS ENSAIOS DO DIA 12.06.96

PLACA POLIDA

Com a placa polida situada na posição $P_{3,2}$, posição esta que ao longo dos experimentos chamamos de posição oito, foram obtidos os seguintes resultados:

$$Y = 2 \text{ e } X = 3 \rightarrow P_{3,2}$$

$$\bar{T}_{PL} = 3,7410 \text{mV} \rightarrow \bar{T}_{PL} = 361,71 \text{K}; \quad \bar{T}_{CE} = 0,705 \text{mV} \rightarrow \bar{T}_{CE} = 295,75 \text{K}$$

$$\bar{T}_{CEX} = 0,6851 \text{mV} \rightarrow \bar{T}_{CEX} = 291,31 \text{K}; \quad \bar{T}_{PA_m} = 0,8602 \text{mV} \rightarrow \bar{T}_{PA_m} = 299,12 \text{K}$$

$$\bar{T}_{PA_j} = 0,7900 \text{mV} \rightarrow \bar{T}_{PA_j} = 297,60 \text{K}; \quad \bar{T}_{AR_m} = 2,1455 \text{mV} \rightarrow \bar{T}_{AR_m} = 327,04 \text{K}$$

$$\bar{T}_{ARj} = 2,1805\text{mV} \rightarrow \bar{T}_{ARj} = 327,80\text{K}; \quad \bar{T}_{fm} = 1,5803\text{mV} \rightarrow \bar{T}_{fm} = 314,76\text{K}$$

$$\bar{T}_{fj} = 1,5278\text{mV} \rightarrow \bar{T}_{fj} = 313,62\text{K}.$$

$$\dot{Q}_{PL} = 31,655\text{W} \rightarrow I_{PL} = 2,435\text{ A} \rightarrow E_{PL} = 13\text{V} \rightarrow L_{PL} = 0,25\text{m}$$

$$L_C = 0,75\text{m} \rightarrow L_{APL} = 0,25\text{m} \rightarrow V_C = 0,30\text{m} \rightarrow V_{APL} = 0,075\text{m}$$

$$L_m = 0,225\text{m} \rightarrow L_j = 0,075\text{m} \rightarrow A_{PL} = 0,025\text{m}^2 \rightarrow \dot{m} = 856,1\mu\text{V}$$

$$\dot{m} = 5,58\text{E-}04\text{ m}^3/\text{s} \rightarrow \dot{m}_m = 0,00027545\text{m}^3/\text{s} \rightarrow \dot{m}_j = 0,00028255\text{m}^3/\text{s}$$

$$D_{Hm} = 0,14776119\text{m} \rightarrow D_{Hj} = 0,08918919\text{m} \rightarrow k_{fm} = 0,02735894\text{W/m.K}$$

$$k_{fj} = 0,02730788\text{W/m.K} \rightarrow v_{fm} = 1,73749\text{E-}05\text{m}^2/\text{s} \rightarrow v_{fj} = 1,72602\text{E-}05\text{m}^2/\text{s}$$

$$\alpha_{fm} = 2,46845\text{E-}05\text{m}^2/\text{s} \rightarrow \alpha_{fj} = 2,45158\text{E-}05\text{m}^2/\text{s} \rightarrow \mu_{fm} = 1,91967\text{E-}05\text{N.s/m}^2$$

$$\mu_{fj} = 1,91429\text{E-}05\text{N.s/m}^2 \rightarrow \beta_{fm} = 0,00317702\text{K}^{-1} \rightarrow \beta_{fj} = 0,00319193\text{K}^{-1}$$

$$h_m = 18,2607442\text{W/m}^2\text{K} \rightarrow h_j = 18,6700088\text{W/m}^2\text{K} \rightarrow g = 9,806\text{m/s}^2$$

Com os valores acima definidos determinam-se os seguintes adimensionais:

$$Nu_m = 166,6730559$$

$$Nu_j = 170,970696$$

$$Ra_m = 39.366.154,00$$

$$Ra_j = 39.160.823,46$$

$$Ra_m^* = 17.714.769,30$$

$$Ra_j^* = 17.622.370,60$$

$$Re_m = 85,6642882$$

$$Re_j = 159,568582$$

5 - ANÁLISE E RESULTADOS OBTIDOS

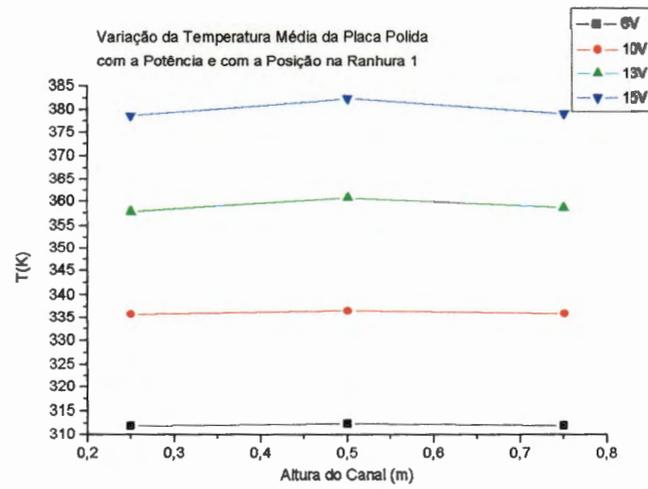
Para uma adequada definição do problema, de modo a conduzir a um perfeito entendimento das propostas deste trabalho, foram efetuados ensaios do experimento em nove posições da placa de aquecimento no interior do canal de escoamento, em um número mínimo de três repetições. Em todos os ensaios efetuados a potência térmica aplicada à placa de aquecimento variou entre 6,252W na tensão mínima de 6V e 42,015W na tensão máxima de 15V, com a placa de cobre polido, bem como, com a placa pintada de preto, conduzindo ao seguinte:

5 . 1 - PLACA POLIDA

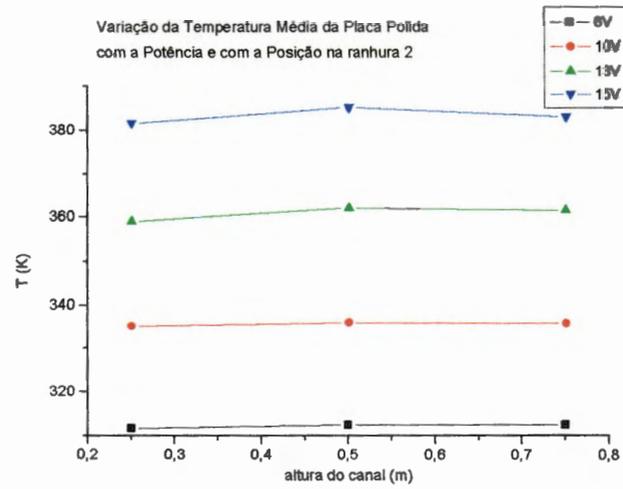
5 . 1 . 1 - TEMPERATURAS MÉDIAS

A ranhura 1 corresponde à linha vertical sob a qual a placa se desloca ocupando as posições $P_{1,1}$, $P_{1,2}$, e $P_{1,3}$ as quais chamaremos daqui por diante de posições P_1 , P_2 e P_3 respectivamente. Observando-se o gráfico [5.1.1-a], verifica-se que a placa tem sua temperatura média máxima na posição P_2 que corresponde à central da ranhura, e a sua temperatura mínima na posição P_1 que corresponde à posição mais inferior da placa.

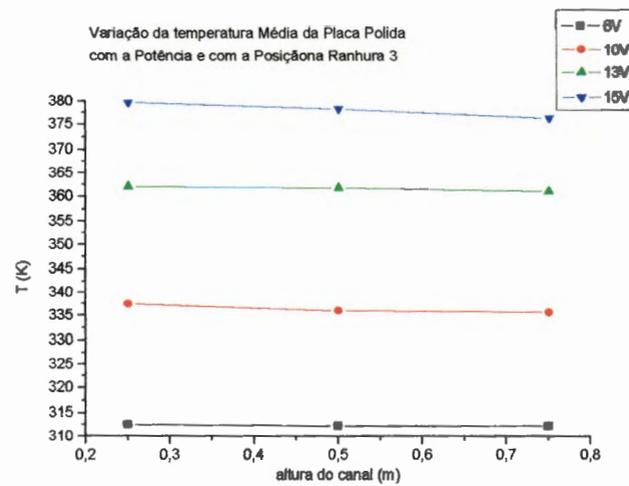
Na ranhura 2, que corresponde à linha vertical sob a qual a placa se desloca ocupando as posições $P_{2,1}$, $P_{2,2}$ e $P_{2,3}$ as quais chamaremos à partir daqui somente de P_4 , P_5 , e P_6 , o gráfico [5.1.1-b] de temperaturas médias tem comportamento análogo ao gráfico [5.1.1-a]. Enquanto na ranhura 3, linha vertical percorrida pela placa ocupando as posições $P_{3,1}$, $P_{3,2}$, e $P_{3,3}$, as quais chamaremos simplesmente de P_7 , P_8 e P_9 , o gráfico de temperaturas médias mostra que a placa é mais quente em baixo, tendo o seu estado mais frio, em cima. Ressaltam-se o comportamento das temperaturas médias da placa em virtude dos seus valores serem determinísticos na definição direta ou indireta de todos os adimensionais a serem estudados bem como, no valor da indução de ar.



a)



b)



c)

Fig. 5.1.1 - Gráficos das temperaturas médias da placa polida nas ranhuras 1, 2 e 3.

5.1.2 - NÚMERO DE NUSSOLT

Na determinação do número de Nusselt, necessário se fez, inicialmente, calcular o coeficiente de película entre a superfície da placa e suas vizinhanças, o que foi feito, de acordo com o item [4.15], ficando seus valores situados entre um mínimo de $14,921\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ e um máximo de $21,568\text{W/m}^2\cdot\text{K}$, o que o situa segundo a Tabela 1.1 Ref. (19) de valores típicos de coeficientes de transferência convectiva de calor, na faixa requerida para convecção livre de gases.

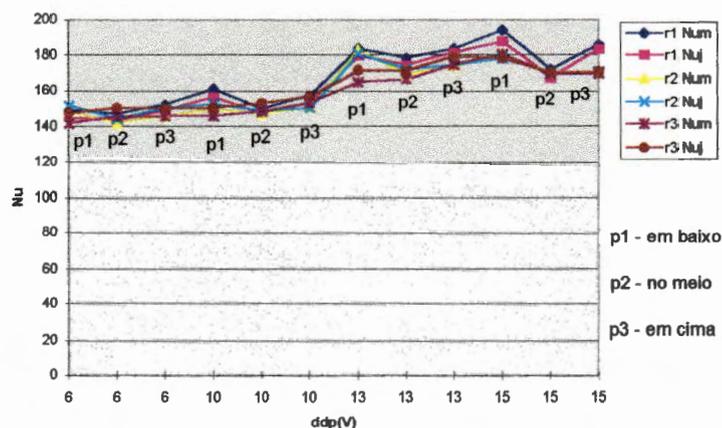


Fig. 5.1.2 - Gráfico da variação do número de Nusselt da placa polida com a tensão e com a posição no canal

Os valores dos números de Nusselt médios da placa polida são representados nos gráficos das Figuras (5.1.2), (5.1.3), (5.1.4) e (5.1.5). No gráfico da Figura (5.1.2) estão representados os valores dos números de Nusselt à montante (face anterior) e à jusante (face posterior) da placa polida. E, nele, notam-se que nas tensões de 6V, 10V e 13V, os valores dos números de Nusselt médios da placa, na ranhura 3, crescem com a tensão e com a subida da placa no canal, a menos da tensão de 15V, que eles decrescem com a subida da placa tendendo ao comportamento das demais tensões e posições. Nas ranhuras 1 e 2 o número de Nusselt tem seus valores médios máximos na entrada e na saída do canal, sendo mínimo no centro, entretanto, crescentes com a tensão. No gráfico da Figura (5.1.3) podem-se ver que as variações de Nusselt médio com o número de Rayleigh modificado médio têm a mesma forma

nas ranhuras 1 e 2 em todas as tensões ou seja, têm seus valores mínimos na posição média da ranhura do canal enquanto que, na ranhura 3, seus valores são crescentes com a tensão e com a subida da placa no canal. Os valores médios de Nu e Ra* referidos, equivalem à média aritmética dos seus respectivos valores à montante e à jusante na placa.

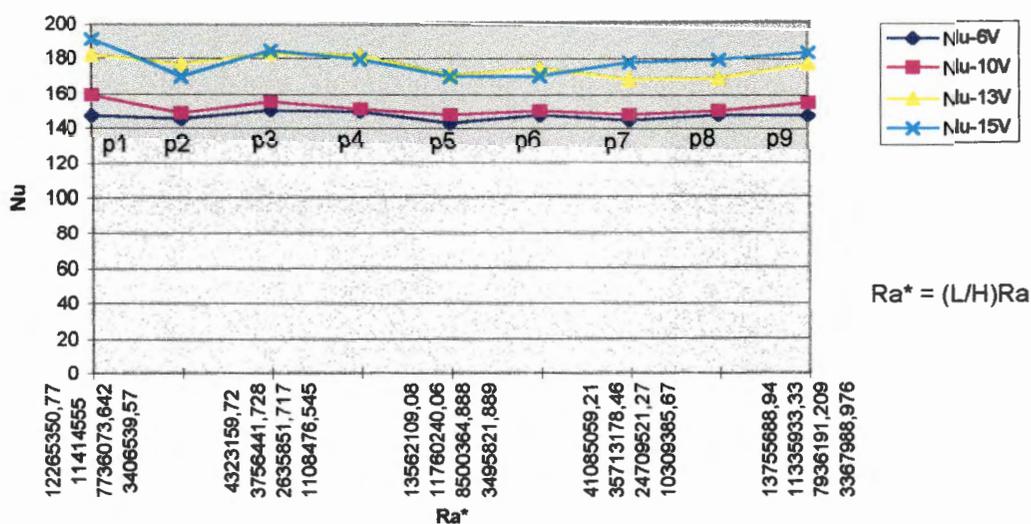


Fig. 5.1.3 - Gráfico da variação do número de Nusselt médio com o número de Rayleigh modificado médio com a tensão e posição da placa no canal.

No gráfico da Figura (5.1.4), estão representados os comportamentos dos números de Nusselt e de Reynolds médios globais em todas as tensões e em todas as posições da placa no canal. Os valores médios globais aqui referidos significam médias aritméticas dos valores em cada posição em todas as tensões aplicadas. E, aí, verificam-se que as curvas de Nu, em cada ranhura têm comportamento análogo ao do gráfico da Figura (5.1.3).

Observando-se o gráfico da Figura (5.1.5) é possível perceber o comportamento de Nu médio global em função de Re médio global confirmando também que nas ranhuras 1 e 2, Nusselt é mínimo na posição média da ranhura, enquanto que, na ranhura 3 ele é crescente com a elevação da placa no canal.

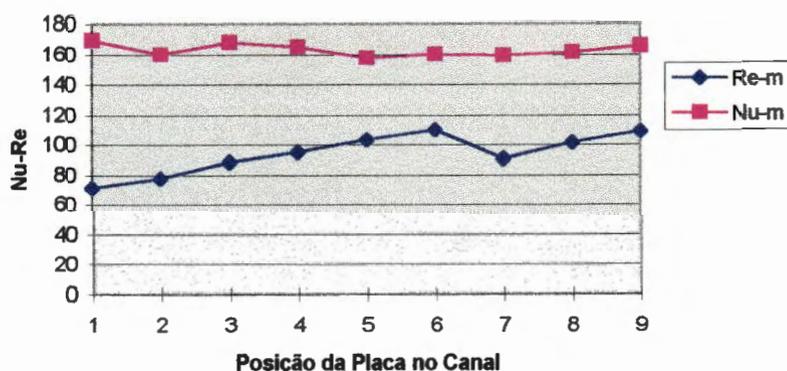


Fig. 5.1.4 - Gráficos dos números de Reynolds e Nusselt médios globais em todas as tensões e posições estudadas.

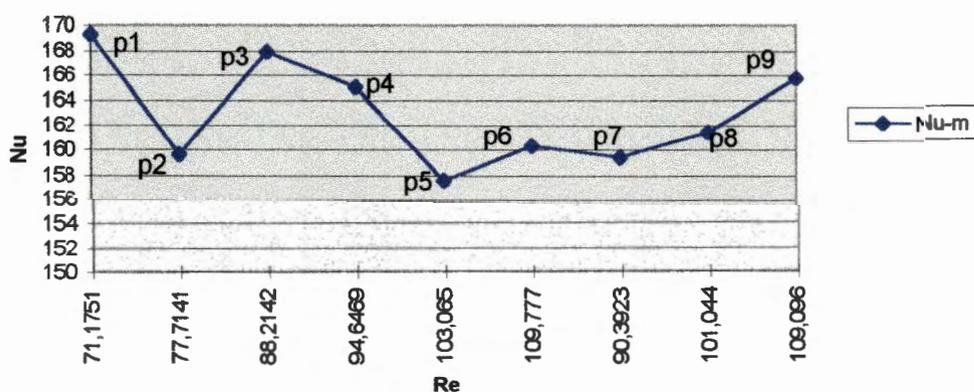


Fig. 5.1.5 - Gráfico da variação do número de Nusselt médio global x Reynolds médio global em todas as tensões e posições da placa no canal.

5.1.3 - NÚMERO DE RAYLEIGH

O número de Rayleigh representado no gráfico da Figura (5.1.6) tem seus valores calculados de acordo com o item [4.16], ficando seu valor máximo igual a 47.222.452,5, à jusante na placa na posição 9. Portanto, $Ra < 10^9$ que é o valor limite de Ra , para convecção natural laminar sobre uma chapa vertical plana Ref. (19). É possível notar que em todas as tensões, o empuxo convectivo máximo ocorre quando a placa encontra-se na posição central das ranhuras 1 e 2. Na ranhura 3 o empuxo térmico é decrescente com a elevação da placa em todas as tensões aplicadas.

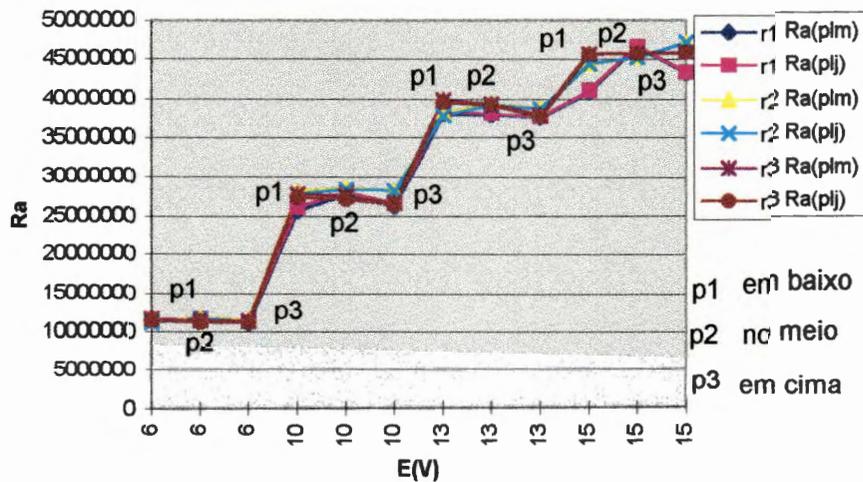


Fig. 5.1.6 - Gráfico da variação do número de Rayleigh com a tensão e com a posição da placa polida no canal.

5.1.4 - NÚMERO DE REYNOLDS

Para o cálculo do número de Reynolds, mediu-se a vazão total de ar induzido pela placa aquecida, utilizando-se para isso, os anemômetros de fio quente descritos no item [3.6], em seguida, aplicaram-se as condições de proporcionalidade do item [4.14] definindo-se deste modo as vazões de ar induzido por cada face da placa em cada seção do canal, as quais, determinam os números de Reynolds à montante ou à jusante conforme seja a seção de escoamento do canal.

No gráfico da Figura (5.1.9), observa-se que na ranhura 1, o número de Reynolds do escoamento é crescente com a ascensão no canal e o seu valor à montante é maior que à jusante. Na ranhura 2, os números de Reynolds à montante e à jusante são iguais e crescentes com a subida da placa no canal. Na ranhura 3, o número de Reynolds à montante torna-se menor que o número de Reynolds à jusante embora ambos cresçam com a subida da placa no canal. A diferença dos números de Reynolds à montante e à jusante na placa deve-se a questões puramente geométricas, dado que a diferença entre a vazão de ar à montante e à jusante é irrelevante em face das visíveis diferenças dos números de Reynolds à montante e à jusante nas ranhuras 1 e 3, confirmação esta que se verifica na ranhura 2 onde as seções transversais de escoamento do canal são iguais

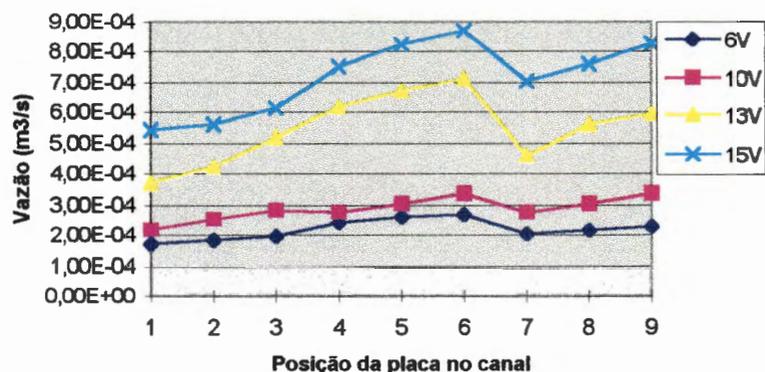


Fig. 5.1.7 - Gráfico da variação da indução de ar em todas as tensões e posições da placa polida no canal.

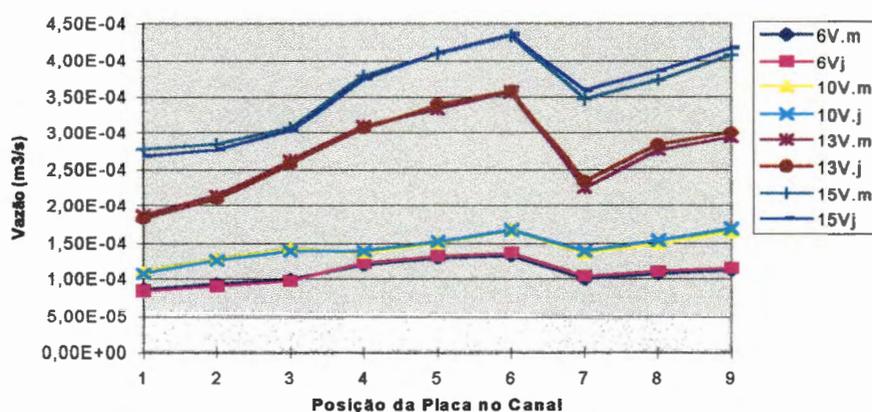


Fig. 5.1.8 - Gráfico das vazões a montante e a jusante em todas as tensões e posições da placa polida no canal.

Nota-se pelo gráfico da Figura (5.1.4) que o número de Reynolds médio global tem um crescimento linear uniforme nas ranhuras 1 e 2 enquanto que, na ranhura 3, ele passa a ser crescente más em um patamar inferior ao da ranhura 2 e maior que o da ranhura 1, formando desse modo, uma seqüência de crescimento 1-3-2 por ordem de ranhura e, assim, acompanhando a mesma seqüência de crescimento de vazão de ar. Ver gráficos das Figuras (5.1.7) e (5.1.8).

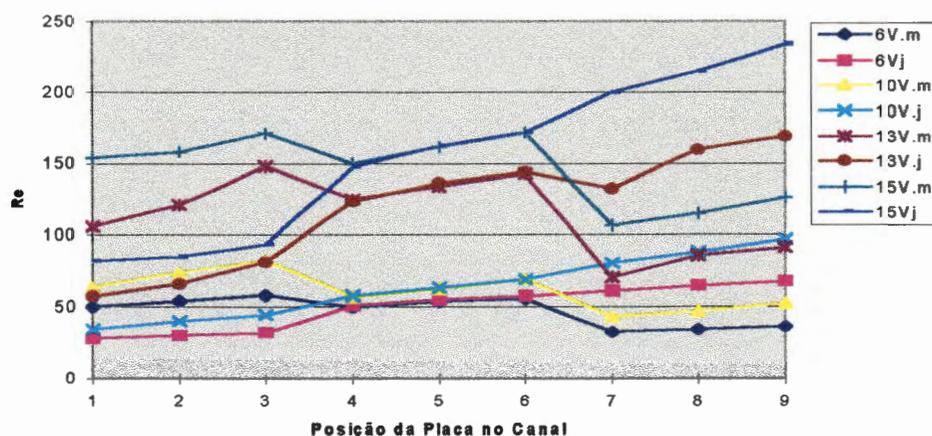


Fig. 5.1.9 - Gráfico do número de Reynolds do escoamento a montante e a jusante em todas as tensões e posições da placa polida no canal.

5.1.5 - CORRELAÇÕES

Uma vez verificado o funcionamento da estação de indução de ar por placa aquecida no interior do canal vertical, através dos gráficos expostos para o caso da placa polida, consiste como objetivo principal deste trabalho, apresentar fórmulas que exponham as correlações entre os adimensionais estudados, particularmente de $Nu = f(Ra^*)$ e $Nu = f(Re)$. A definição dessas correlações foi feita de acordo com o item [2.2.10] considerando-se a analogia de comportamento do sistema de indução de ar, por ranhuras, ver gráficos das Figuras (5.1.7), (5.1.3) e (5.1.5), o que produziu uma fórmula para Nusselt em função de Rayleigh modificado e uma fórmula de Nusselt como função de Reynolds para cada ranhura do canal.

Na ranhura 1, observa-se que o número de Nusselt tem valor máximo na posição 1, diminui na posição 3 e atinge um valor mínimo na posição 2. Esta variação é definida pela correlação:

$$Nu = 134,586 Ra^{*0.01335} \quad Em = 2,19\% \quad (5.1.1)$$

$$Nu = 165,772 Re^{-0.27586} \quad Em = 3,57\% \quad (5.1.2)$$

O comportamento do sistema na ranhura 2 é muito parecido com o que acontece na ranhura 1, a menos de, menores valores para Nusselt nas correspondentes posições da ranhura 1. Na ranhura 2 Nusselt é definido pelas correlações:

$$Nu = 97,555Ra^{*0.03085} \quad Em = 1,85\% \quad (5.1.3)$$

$$Nu = 540,453Re^{-0.27586} \quad Em = 4,50\% \quad (5.1.4)$$

É possível observar nos gráficos das Figuras (5.1.6) e (5.1.5), que o número de Nusselt médio global da placa na ranhura 3 cresce com a ascensão da placa no interior do canal e, seu valor em qualquer destas posições na ranhura 3 pode ser calculado pelas correlações:

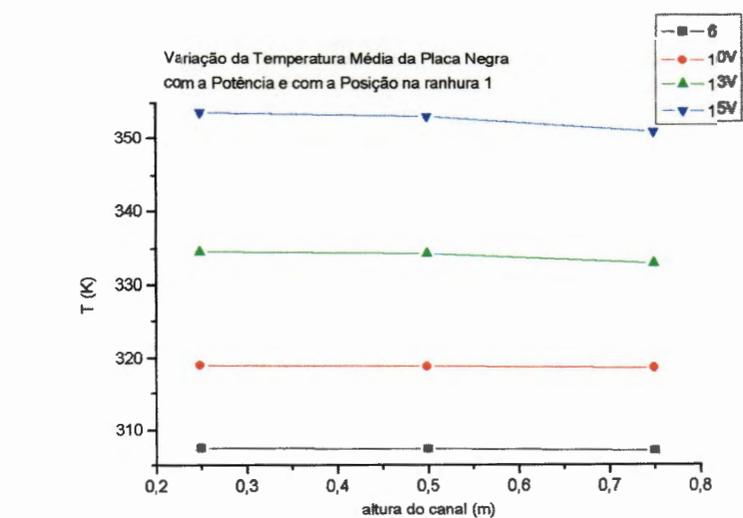
$$Nu = 287,078Ra^{*-0.034351} \quad Em = 0,12\% \quad (5.1.5)$$

$$Nu = 153,411Re^{-0.00369} \quad Em = 6,88\% \quad (5.1.6)$$

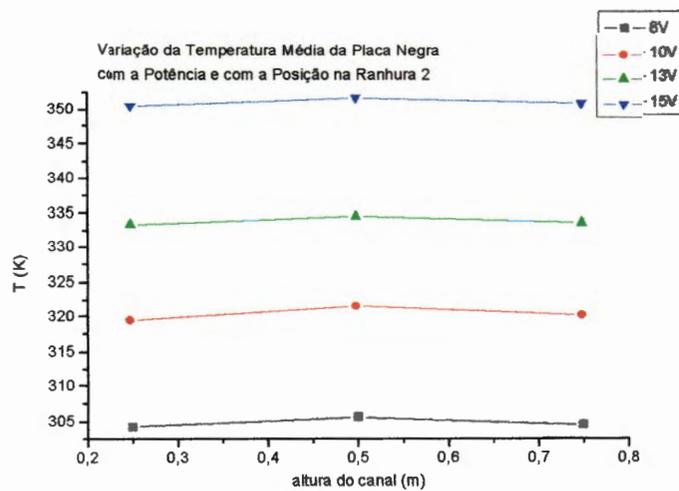
5.2 - PLACA NEGRA

5.2.1 - TEMPERATURAS MÉDIAS

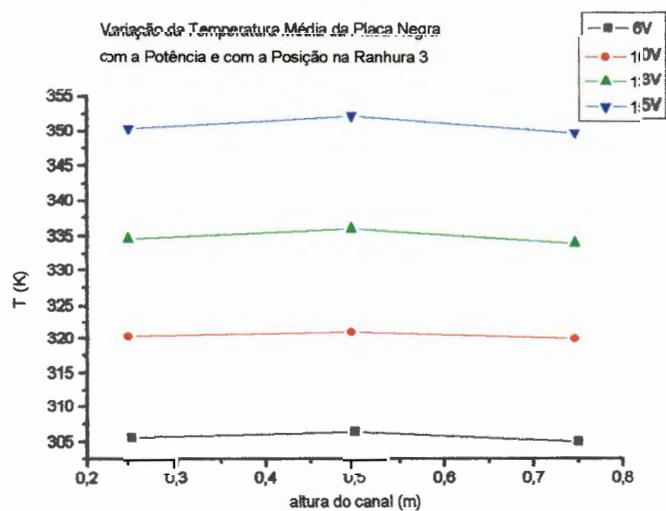
A observação do gráfico (a) da Figura (5.2.1), indica que a placa negra tem sua temperatura média máxima na posição 1, inferior, e decrescente à medida que a placa desloca-se ascendentemente ao longo do canal. No gráfico (b) da Figura (5.2.1) nota-se que a placa tem temperatura média mínima na posição inferior, aumenta de valor na posição superior e atinge um valor máximo na posição central da ranhura.



a)



b)



c)

Fig. 5.2.1 - Gráficos das temperaturas médias da placa negra nas ranhuras 1, 2 e 3.

O gráfico (c) da mesma figura mostra que a temperatura máxima da placa negra é também atingida na parte central da ranhura.

5.2.2 - NÚMERO DE NUSSOLT

O cálculo do número de Nusselt médio da placa negra foi efetuado levando-se em consideração os mesmos procedimentos adotados no caso da placa polida, com a diferença que, neste caso, foram subtraídos os efeitos radiativos, o que diminuiu o coeficiente de película convectivo da superfície da placa negra e, conseqüentemente, os valores do número de Nusselt. Entretanto, sem no entanto, retirar os valores de h da faixa admissível à convecção natural visto que, o h máximo foi de $19,755\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ na tensão de 13V e o h mínimo foi de $12,295\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ na tensão de 6V [ver Tabela 1.1- Ref.(19)].

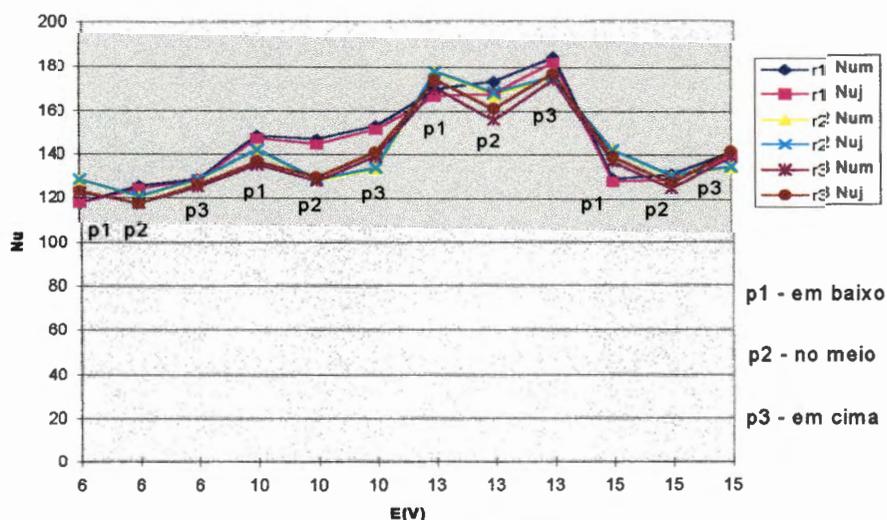


Fig.5.2.2 - Gráfico da variação do número de Nusselt com a tensão e com a posição da placa negra no canal.

Os valores do número de Nusselt médio da placa negra estão representados nos gráficos das Figuras (5.2.2), (5.2.3), (5.2.4) e (5.2.5).

O gráfico da Figura (5.2.2) mostra que os valores médios de Nusselt à montante e à jusante são mínimos na posição central de cada ranhura e, máximos nas

partes superiores das ranhuras do canal, a menos da ranhura 1 que Nusselt é crescente com a subida da placa na ranhura. É digno de maior atenção o fato de que os valores globais médios de Nusselt cresceram com tensão de alimentação da placa somente até a faixa de 13V (que corresponde a uma potência térmica de 31,655W fornecida à placa), passando a partir daí, a diminuírem com a elevação de tensão. Embora, continuem mantendo o mesmo comportamento quanto ao crescimento com a posição na ranhura do canal. O número de Nusselt passa a diminuir à medida que eleva-se a tensão aplicada à placa acima de 13V, porque elevando-se a potência elétrica de aquecimento fornecida à placa aumenta-se deste modo a temperatura média de sua superfície, o que acarreta em um crescimento exagerado do coeficiente de película radiativo que é fortemente dependente da temperatura enquanto que, o coeficiente de película convectivo que é fracamente dependente da temperatura, cresce a uma razão bem inferior mostrando que a partir de 13V os efeitos radiativos do sistema predominam, em detrimento dos efeitos convectivos. O calor trocado por radiação pela placa negra foi em média, em todas as tensões, de 50,2% do calor total fornecido à placa.

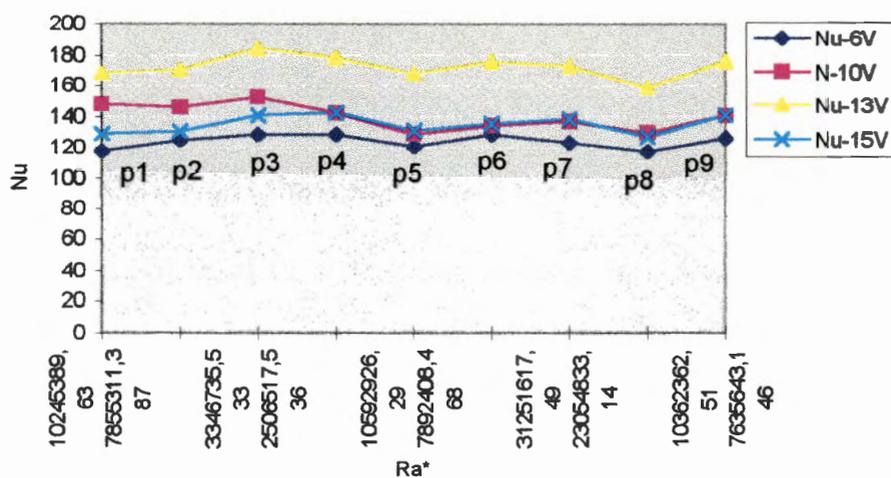


Fig. 5.2.3 - Variação do número de Nusselt médio com o número de Rayleigh médio em todas as tensões e posições ocupadas pela placa negra no canal.

No gráfico da Figura (5.2.3) vê-se que os número de Nusselt médio é crescente em função do número de Rayleigh médio, com a subida da placa ao longo da ranhura 1, enquanto nas ranhuras 2 e 3 seus valores são mínimos nas posições

centrais e, máximos nas posições superiores destas ranhuras. E, verificando-se mais uma vez o decréscimo de Nu quando a tensão aumenta de 13 para 15V.

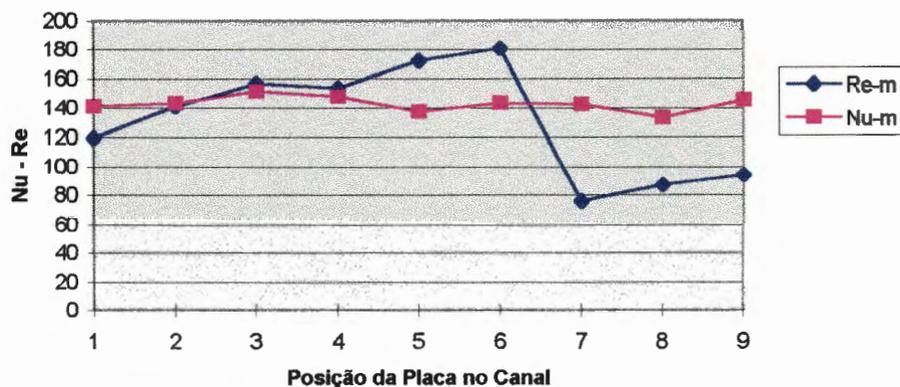


Fig. 5.2.4 - Variação dos números de Reynolds e números de Nusselt globais médios em todas as tensões e posições ocupadas pela placa negra.

Observando-se o gráfico da Figura (5.2.4) nota-se que o comportamento das curvas do número de Nusselt médio global, referido no item [5.1.2], têm comportamento análogo ao do gráfico da Figura (5.2.3).

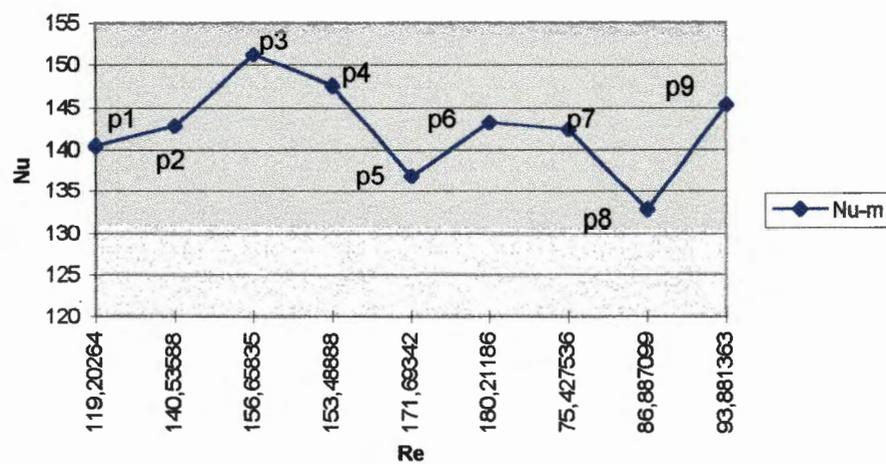


Fig. 5.2.5 - Gráfico da variação do número de Nusselt médio global x Reynolds médio global em todas as tensões e posições ocupadas pela placa negra.

O gráfico [5.2.5] mostra o comportamento do número de Nusselt médio global e, mostra mais uma vez que Nusselt é crescente com a subida da placa na ranhura 1. E,

tem valores mínimos nas posições centrais das ranhuras 2 e 3.

5.2.3 - NÚMERO DE RAYLEIGH

Os valores do número de Rayleigh representados no gráfico da Figura (5.2.6), foram calculados do mesmo modo que no item [5.1.3] e tem seu valor máximo igual a 36.448.576,6 a montante na placa na posição 8, portanto, $Ra < 10^9$ assegurando como no item [5.1.3] as condições de convecção natural laminar sobre uma placa vertical plana. Ref. (19). Nota-se então que o empuxo convectivo máximo médio ocorre quando a placa encontra-se na posição central de cada ranhura.

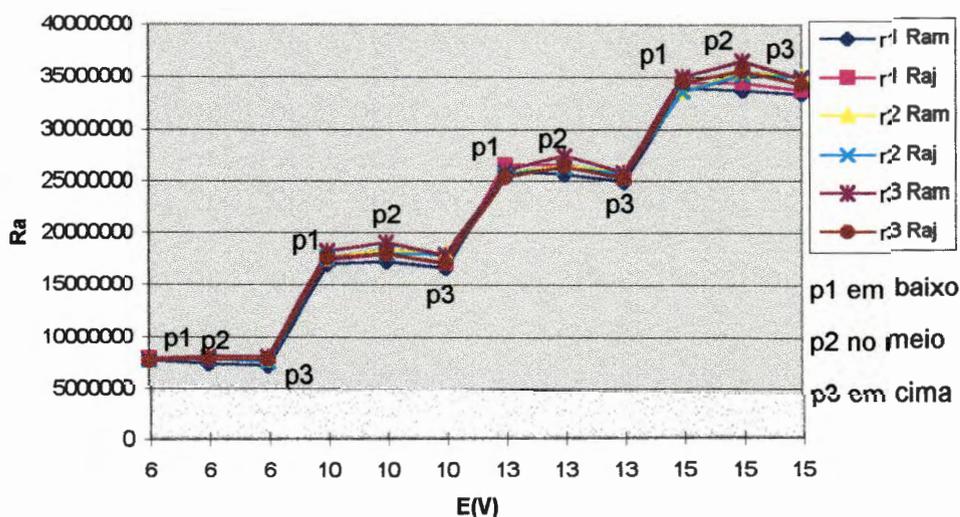


Fig. 5.2.6 - Gráfico da variação do número de Rayleigh com a tensão e com a posição da placa negra no canal.

5.2.4 - NÚMERO DE REYNOLDS

O número de Reynolds do escoamento de ar induzido pela placa negra foi calculado como descrito no item [5.1.4].

Observando-se o gráfico da Figura (5.2.9) verifica-se que o comportamento das variações de Re com a tensão aplicada e a posição da placa na ranhura, é similar ao seu comportamento descrito no item [5.1.4]. A menos da inversão dos seus valores médios entre as ranhuras 1 na placa polida e 3 na placa negra e, esta inversão de

valores, dá-se em face das vazões de ar induzido pela placa polida ter uma seqüência de crescimento 1-3-2 por ordem de ranhuras enquanto que, para a placa negra esta mesma ordem é 3-1-2.

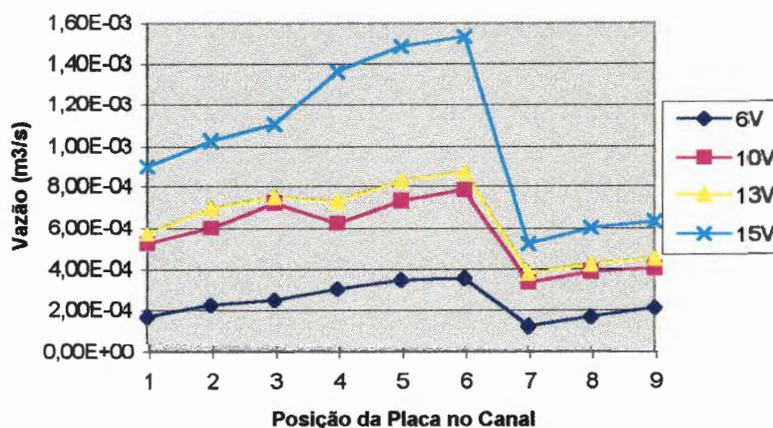


Fig. 5.2.7 - Gráfico da variação da indução de ar no canal em todas as tensões e posições da placa negra no canal.

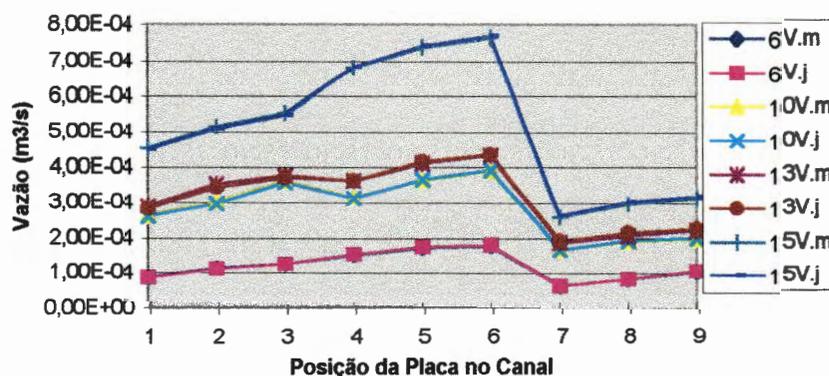


Fig. 5.2.8 - Gráfico das vazões a montante e a jusante em todas as tensões e posições da placa negra no canal.

O gráfico da Figura (5.2.9) confirma os comentários sobre a inversão nos valores de Reynolds mostrando que Re acompanha a mesma seqüência de crescimento da vazão de ar induzido pela placa no interior do canal. E, o gráfico da Figura (5.2.10) mostra os valores dos números de Reynolds à montante nas placas polida e negra em todas as potências e em todas as posições. Neste gráfico é possível observar que o número de Reynolds na placa negra sofre maiores variações entre

máximos e mínimos que o número de Reynolds da placa polida. Más, na média, mantém maiores valores médios globais.

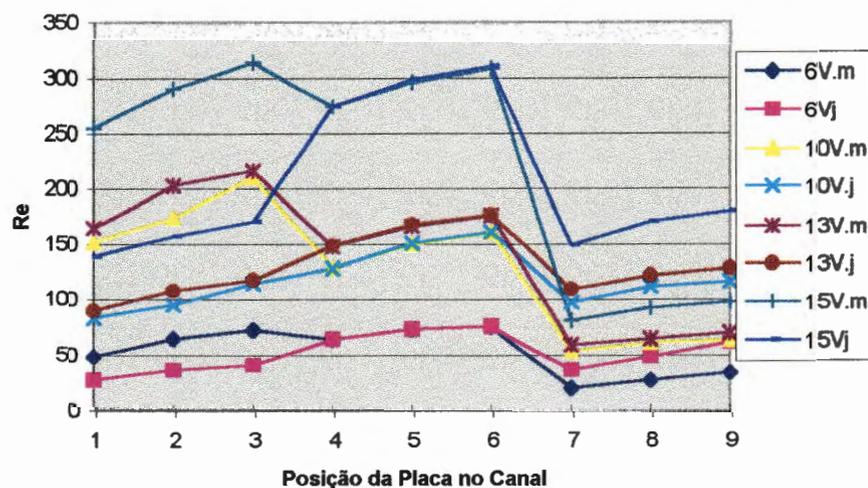


Fig. 5.2.9 - Gráfico do número de Reynolds do escoamento a montante e a jusante em todas as tensões e posições da placa no canal.

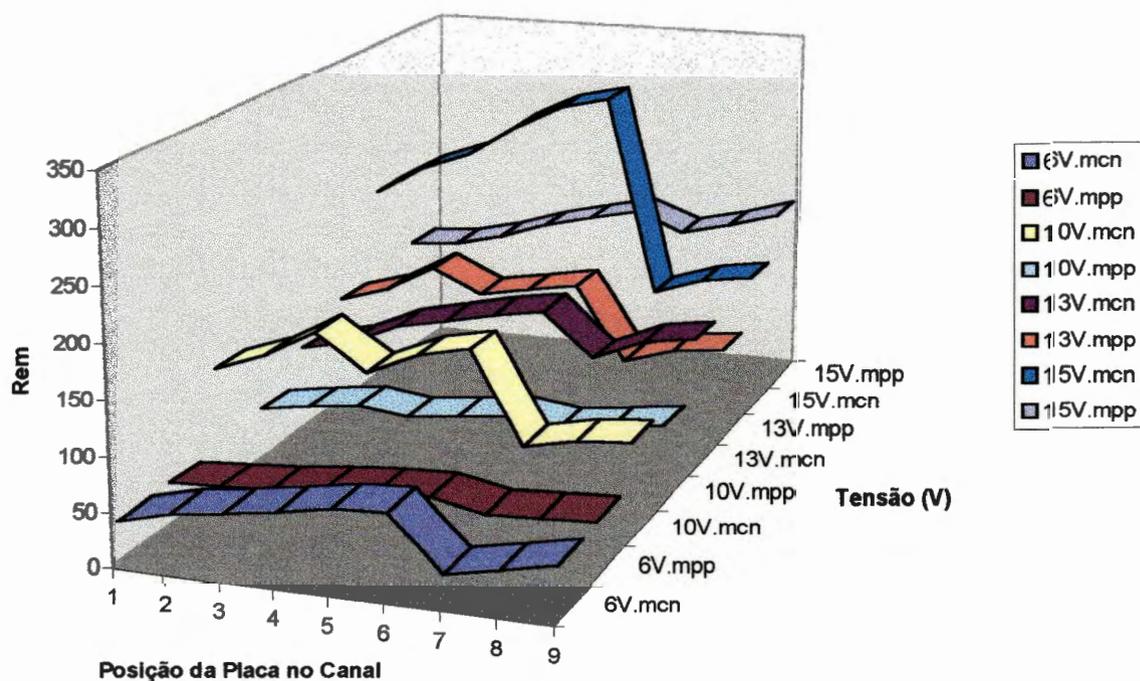


Fig. 5.2.10 - Gráfico dos números de Reynolds médios a montante e jusante para o escoamento do fluxo de ar induzido pelas placas polida e negra em todas as tensões e posições das placas no canal.

5 . 2 . 5 - CORRELAÇÕES

Os procedimentos e comentários relativos a este item são os mesmos do item [5.1.5], além do que, devido à mudança brusca no comportamento do crescimento de Nusselt com a tensão na faixa 13 a 15V e, sendo este um dos principais parâmetros regentes da convecção natural estudada, preferiu-se então, para este caso, definir-se equações de correlações para $Nu = f(Ra^*)$ e $Nu = f(Re)$ nas seções correspondentes às variações de tensões de 6 a 13V e 13 a 15V.

Na ranhura 1, observa-se que o número de Nusselt médio é crescente com a elevação da placa na ranhura do canal e seus valores são definidos por:

a) no intervalo de 6V-10V-13V

$$Nu = 353,498Ra^{*-0.0584366} \quad Em = 1,62\% \quad (5.2.1)$$

$$Nu = 54,790Re^{0.2119102} \quad Em = 1,57\% \quad (5.2.2)$$

b) no intervalo de 13V-15V

$$Nu = 463,164Ra^{*-0.07169181} \quad Em = 2.69\% \quad (5.2.3)$$

$$Nu = 27,976Re^{0.32633779} \quad Em = 2.93\% \quad (5.2.4)$$

Na ranhura 2 verificam-se pelos gráficos das Figuras (5.2.3) e (5.2.5), que Nusselt é mínimo na posição central da ranhura, crescendo nas posições extremas de entrada e saída do canal. Nesta ranhura os valores de Nusselt são correlacionados aos números de Rayleigh modificado e ao número de Reynolds por:

a) no intervalo de 6V-10V-13V

$$Nu = 91,389Ra^{*0.02952005} \quad Em = 3,76\% \quad (5.2.5)$$

$$Nu = 379,399Re^{-0.19929332} \quad Em = 3,48\% \quad (5.2.6)$$

b) no intervalo de 13V-15V

$$Nu = 86,763Ra^{*0.03586766} \quad Em = 3,28\% \quad (5.2.7)$$

$$Nu = 817,002Re^{-0.30650142} \quad Em = 3,02\% \quad (5.2.8)$$

As variações de Nusselt com Ra^* e com Re na ranhura 3 são estabelecidas de acordo com as equações:

a) no intervalo de 6V-10V-13V

$$Nu = 171,747Ra^{*-0.0120238} \quad Em = 4,92\% \quad (5.2.9)$$

$$Nu = 116,794Re^{0.0454753} \quad Em = 4,92\% \quad (5.2.10)$$

b) no intervalo de 13V-15V

$$Nu = 168,209Ra^{*-0.00624043} \quad Em = 6.30\% \quad (5.2.11)$$

$$Nu = 163,139Re^{-0.0154412} \quad Em = 5,02\% \quad (5.2.12)$$

A partir dos gráficos estudados nos itens [5.1] e fazendo-se uma análise dos valores globais envolvidos, verificou-se que, para a placa polida, o número de Nusselt é mínimo nas ranhuras nas quais a placa de aquecimento tem temperatura máxima. E, é máximo nas ranhuras para as quais a placa tem temperatura mínima; o que está de acordo com as Equações (2.01) e (2.03). O número de Reynolds tem sua variação média global acompanhando a variação de temperatura média da placa ao longo do canal ou seja, Reynolds é máximo na ranhura em que a temperatura média da placa é máxima. Isto quer dizer que a indução de ar é maior nas ranhuras de maiores temperaturas médias. Más, convém ressaltar que em todos os ensaios o valor de Reynolds médio global máximo foi 180,21 o que garante a condição de regime laminar para o experimento.

O número de Rayleigh teve um comportamento decrescente a partir da posição 1 para a ranhura 3 na placa polida, e, ranhura 1 na placa negra. Seria de se esperar que o comportamento de Ra , acompanhasse o comportamento de Re más, isto não aconteceu devido à pequena contribuição da placa polida no aquecimento da vizinhança, gerando uma baixa temperatura de filme fazendo diminuir os efeitos viscosos e aumentar o empuxo térmico nos pontos de menores vazões.

Analisando-se agora os gráficos do item [5.2] percebe-se que a partir dos valores globais ali envolvidos que, na placa negra o número de Nusselt é mínimo nas ranhuras nas quais a placa de aquecimento tem temperatura média máxima e, tem valor máximo nas ranhuras nas quais a placa tem temperatura média mínima e, mais uma vez concordando com as Equações (2.01) e (2.03). O número de Reynolds tem variação média global acompanhando a variação de temperatura média da placa em todas as ranhuras, ou seja, Re é máximo onde a temperatura média da placa é máxima e, é mínimo onde a temperatura média da placa é mínima.

O Número de Rayleigh médio global, do mesmo modo que o número de Reynolds, também acompanha a variação de temperatura média da placa em todas as ranhuras. Neste caso, os efeitos radiativos atuam aquecendo a parede oposta à face da placa fazendo com que esta contribua mais fortemente para a temperatura de filme do escoamento aumentando os efeitos viscosos e diminuindo o empuxo térmico nos pontos de menores vazões.

6 - CONCLUSÕES

Analisando-se e comparando-se os resultados obtidos neste trabalho, pode-se concluir o seguinte:

1 - As trocas de calor na placa são definidas para cada ranhura do canal, pelas equações:

a) Placa Polida

■ ranhura 1	Equações [5.1.1] e [5.1.2]
■ ranhura 2	Equações [5.1.3] e [5.1.4]
■ ranhura 3	Equações [5.1.5] e [5.1.6]

b) Placa Negra

6V-10V-13V

■ ranhura 1	Equações [5.2.1] e [5.2.2]
■ ranhura 2	Equações [5.2.5] e [5.2.6]
■ ranhura 3	Equações [5.2.9] e [5.2.10]

c) Placa Negra

13V-15V

■ ranhura 1	Equações [5.2.3] e [5.2.4]
■ ranhura 2	Equações [5.2.7] e [5.2.8]
■ ranhura 3	Equações [5.2.11] e [5.2.12]

2 - Os valores obtidos para o número de Rayleigh garantiram para todos os casos estudados que não houve convecção forçada mas, somente, convecção natural em regime laminar;

3 - A posição da placa influenciou fortemente nas trocas de calor e indução de fluxo de ar;

4 - Os valores calculados do número de Reynolds confirmaram que o escoamento do ar induzido pela placa no interior do canal foi sempre laminar, para todos os casos estudados;

5 - As trocas de calor foram menores com a placa na posição central da ranhura e mínimas ao longo da ranhura 2;

6 - O número de Nusselt diminuiu bruscamente quando a tensão aplicada na placa negra aumentou de 13V para 15V;

7 - A indução de ar é crescente com a ascensão da placa na ranhura do canal para ambas as placas;

8 - A indução de ar máxima acontece com a placa negra situada na posição mais alta ($P_{2,3}$ ou P_6) na ranhura central (r_2) a 15V;

9 - Com a placa negra instalada na situação de indução máxima é possível em um período de 8,71 horas, trocar todo ar de um ambiente de dimensões $(4 \times 4 \times 3) \text{m}^3$;

10 - Para aplicações na área de conforto ambiental, como sistema de exaustão, a placa deve ser situada na posição central superior do canal retangular;

11 - A placa negra é 24,435% mais eficiente como indutora de fluxo de ar que a placa polida;

12 - O erro Global médio nos resultados deste trabalho foi de 21,1%, onde o principal precursor foram as condições climáticas, nas curvas de vazões [14,2%];

13 - O teto de amianto influenciou fortemente na estabilização do sistema;

14 - Recomenda-se que em estudos posteriores, utilizando montagem de estação simuladora semelhante, a saída de escape de ar do canal, seja posicionada distante o máximo possível do teto, a fim de evitar o efeito de indução que o mesmo produz;

15 - Recomenda-se que a entrada de ar na câmara estabilizadora, seja posicionada distante o máximo possível da entrada do canal, evitando assim que, seja formado um fluxo direcionado capaz de impor suas características de escoamento ao fenômeno da convecção natural estudada.

16 - Recomenda-se maiores razões entre comprimento e largura do vão do canal, bem como entre altura do canal e altura da placa de aquecimento para estudos posteriores.

FIM

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (01) - ANGIRASA, D. ; SRINIVASAN, J. Natural convection heat transfer from an isothermal vertical surface to a stable thermally stratified fluid. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.114, november, p. 917-923, 1992.
- (02) - ARAUJO, Celso de. **Transmissão de Calor**. 2.ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 1972.
- (03) - AUNG, W. ; FLETCHER, L. S. ; SERNAS, V. Developing laminar free convection between vertical flat plates with asymmetric heating. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v.15, p.2293-2308, 1972.
- (04) - AZEVEDO, L. F. A. ; SPARROW, E. M. Natural convection in open-ended inclined channels. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.107, november, p.893-901, 1985.
- (05) - BODOIA, J. R. ; OSTERLE, J. F. The development of free convection between heated vertical plates. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, february, p.40-44, 1962.
- (06) - DE LIMA, Waldemir S. **Analogia entre transferência de calor e massa**. Tese de Mestrado. UFPB, João Pessoa, 1991.
- (07) - DELMÉE, Gérard J. **Manual de Medição de Vazão**. São Paulo, Edgard Blücher, 1982.
- (08) - MORAES, J. M. ; DAGUENET, M. Convecção natural entre placas paralelas verticais aquecidas incluindo os efeitos de entrada e saída. XI COBENGE, SP/Br, dezembro, p.45-48, 1991.
- (09) - DOEBELIN, Ernest O.; **Mesurement Systems; Application and design**. Tokio, McGraw-Hill, Kogakusha, 1976.
- (10) - SANTOS, Paulo Renato P. **Análise de estação simuladora de fluxo térmico induzido**. Tese de doutoramento. EESC-USP, São Paulo, 1992.
- (11) - EMARA, A. A. ; KULACKI, F. A. A numerical investigation of thermal convection in a heat-generating fluid layer. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.102, august, p.531-537, 1980.

- (12) - ETEMAD, S. Gh. ; MUJUMDAR, A S. The effect of aspect ratio and rounded corners on the laminar forced convection heat transfer of a non newtonian fluid in the entrance region of a rectangular duct. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.21, n.2, p.283-296,1994.
- (13) - FAROUK, B. Turbulent thermal convection in an enclosure with internal heat generation. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.110, february, p.126-132, 1988.
- (14) - FUJII, T. ; IMURA, H. Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v.15, p.755-767, 1972.
- (15) - GRAZZINI, G. ; BALLOCO, C. ; LUCIA, U. Measuring thermal properties with the parallel wire method: a comparison of mathematical models. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.39, n.10, p.2009-2013, 1996.
- (16) - GUO, Z. Y. ; WU, X. B. Thermal drag and critical heat flux for natural convection of air in vertical parallel plates. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.115, february, p.124-129, 1993.
- (17) - HO, C. J. ; CHANG, J. Y. A study of natural convection heat transfer in a vertical rectangular enclosure with two-dimensional discrete heating: effect of aspect ratio. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.37, n6, p.917-925, 1994.
- (18) - HOLMAN, Jack P. **Heat Transfer**. 5.ed. New York, McGraw-Hill, 1981.
- (19) - INCROPERA, Frank P. ; de WITT, David P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 3.ed. (Fundamentals of Heat and Mass Transfer) Trad. Horacio Macedo. Rio de Janeiro, Guanabara Koogan, 1992.
- (20) - INGHAM, D. B. ; KEEN, J. D. ; HEGGS, P. J. Flows in vertical channels with asymmetric wall temperatures and including situações where reverse flows occur. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.110, november, p.910-917, 1988.
- (21) - IRVINE, Junior. ; THOMAS, F. ; LILEY, Peter E. **Steam and gas tables with computer equations**. Orlando, Academic Press, 1984.
- (22) - KAKAÇ, Sadik. ; SHAH, Remesh K. ; AUNG, Win. **Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer**. New York, John Wiley & Sons, 1987.

- (23) - KANTHAL. **The Super Handbook of Electric heating and resistance material.** Sweden, Kanthal, 1972.
- (24) - KANTHAL. **Manual de Construcción;** Normas e indicaciones para el empleo del material KANTHAL en la construcción de hornos y aparatos eléctricos para industria, artes y oficios y uso doméstico. v.1, v.2, Sweden, Kanthal, 1961.
- (25) - KARAYIANNIS, T. G. ; CIOFALO, M. ; BARBARO, G. On natural convection in a single and two zone rectangular enclosure. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v.35, n.7, p.1645-1657, 1992.
- (26) - KARAYIANNIS, T. G. ; TARASUK, J. D. Natural convection in an inclined rectangular cavity with different thermal boundary conditions at the top plate. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.110, may, p.350-357, 1988.
- (27) - KARKI, K. C. ; SATHIAMURTHY, P. S. ; PATANKAR, S. V. Natural convection in a partitioned cubic enclosure. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.114, may, p.410-417, 1992.
- (28) - KEYHANI, M. ; PRASAD, V. ; COX, R. An experimental study of natural convection in a vertical cavity with discrete heat sources. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.110, august, p.616-624, 1988.
- (29) - KIHM, K. D. ; KIM, J. H. ; FLETCHER, L. S. Onset of flow reversal and penetration length of natural convective flow between isothermal vertical walls. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.117, august, p.776-779, 1995.
- (30) - KIM, W. S. ; ÖZISIK, M. N. Turbulent forced convection inside a parallel-plate channel with periodic variation of inlet temperature. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.111, november, p.882-888, 1989.
- (31) - KIRCHHOFF, R. H. ; STRUZIAK, R. M. Direct measurement of the mean flow velocity vector. **Journal of Fluids Engineering. Transactions of the ASME**, december, p.736-739, 1976.
- (32) - KJÖRK. A. ; LÖFDAHL, L. Hot-wire measurements inside a centrifugal fan impeller. **Journal of Fluids Engineering. Transactions of ASME**, v.111, december, p.363-368, 1989.

- (33) - KOBUS, C. J. ; WEDEKIND, G. L. Modeling the local and average heat transfer coefficient for an isothermal vertical flat plate with assisting and opposing combined forced and natural convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.39, n.13, p.2723-2733, 1996.
- (34) - KREITH, Frank. **Princípios da Transmissão de Calor**. (Principles of Heat transfer) Trad. Eitaro Yamane, Hildo Pera , Mauro Amorelli. Brasília, Edgard Blücher, 1973.
- (35) - LA PICA, A ; RODONÒ, G. ; VOLPES, R. An experimental investigation on natural convection of air in a vertical channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.36, n.3, p.611-616, 1993.
- (36) - LEE, S. ; YOVANOVICH, M. M. Linearization of natural convection from a vertical plate with arbitrary heat-flux distributions. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.114, november, p.909-916, 1992.
- (37) - LIN, T. F. ; YIN, C. P. ; YAN, W. M. Transient laminar mixed convective heat transfer in a vertical flat duct. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.113, may, p.384-390, 1991.
- (38) - LLOYD, J. R. ; SPARROW, E. M. ; ECKERT, E. R. G. Laminar, transition and turbulent natural convection adjacent to inclined and vertical surfaces. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v.15, p.457-473, 1972.
- (39) - LOMBARDI, G. ; DA SILVA, Paulo. P. ; FILHO, Oscar. P. Sistema de confecção, aferição e implantação de pares termo-elétricos. **VII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, dezembro, p.63-74, 1983.
- (40) - MATAIX, Claudio. **Mecânica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas**. New York, Harper & Row Publishers, 1970.
- (41) - MIKHAILOV, Dimitrov M. ; ÖZISIK, Necati M. **Unified Analysis and Solutions of Heat and Mass diffusion**. New York, John Wiley & Sons, 1984.
- (42) - NAYLOR, D. ; FLORYAN, J.M. ; TARASUK, J. D. A numerical study of developing free convection between isothermal vertical plates. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.113, august, p.620-626, 1991.
- (43) - NAYLOR, D. ; TARASUK, J. D. Natural convective heat transfer in a divided vertical channel: part I - numerical study. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.115, may, p.377-387, 1993

- (44) - NAYLOR, D. ; TARASUK, J. D. Natural convective heat transfer in a divided vertical channel: part II - experimental study. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.115, may, p.388-394, 1993.
- (45) - NELSON, D. A. ; SHAUGHNESSY, E. J. Electric field effects on natural convection in enclosures. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.108, november, p.749-754, 1986.
- (46) - NELSON, Woodrow L. R. **Determinação simultânea dos perfis de velocidade e temperatura, utilizando a técnica de anemometria de fio quente**. Tese de doutoramento. EESC-USP, São Paulo, 1972.
- (47) - NGUYEN, T. V. ; MACLAINE-CROSS, I. L. Simultaneously developing, laminar flow, forced convection in the entrance region of parallel plates. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.113, november, p.837-842, 1991.
- (48) - OLSON, D. A ; GLICKSMAN, L.R. Transient natural convection in enclosures at high Rayleigh number. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.113, august, p.635-642, 1991.
- (49) - ÖZISIK, Necati M. **Transferência de Calor um texto básico**. (Heat Transfer a basic approach) Trad. Luiz de Oliveira. Rio de Janeiro, Guanabara Koogan, 1990.
- (50) - PARTHASARATY, G. ; LEE, H. S. ; CHAI, J. C. ; PATANKAR, S. V. Monte Carlo Solutions for radiative heat transfer in irregular two-dimensional geometries. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.117, august, p.776-779, 1995.
- (51) - PERRY, A. E. **Hot-Wire Anemometry**. New York, Oxford University Press, 1982.
- (52) - PERRY, R. H. & CHILTON, C. H. **Chemical Engineers Handbook**. McGraw-Hill, Kogakusha, 1973.
- (53) - PHILLIPS, J. R. Direct simulations of turbulent unstratified natural convection in a vertical slot for $Pr = 0.71$. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.39, n.12, p.2485-2494, 1996.
- (54) - PRASAD, B. V. S. S. S. ; DEY SARKAR, S. Conjugate laminar forced convection from a flat plate with imposed pressure gradient. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.115, may, p.469-472, 1993.

- (55) - RAMACHANDRAN, N. ; ARMALY, B. F. ; CHEN, T. S. Measurements and predictions of laminar mixed convection flow adjacent to a vertical surface. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.107, august, p.636-641, 1985.
- (56) - RAMANATHAN, S. ; KUMAR, R. Correlations for natural convection between heated vertical plates. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.113, february, p.97-107, 1991.
- (57) - SEFCIK, D. M. ; WEBB, B. W. ; HEATON, H. S. Natural convection in vertically vented enclosures. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.113, november, p.912-918, 1991.
- (58) - SHYY, W. ; RAO, M. M. Simulation of transiente natural convection around an enclosed vertical channel. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.115, november, p.946-954, 1993.
- (59) - SISSON, Leighton E. ; PITTIS, Donald R. **Fenômenos de Transportes.** (Elements of transport phenomena) Trad. Adir M. Luiz. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1979.
- (60) - SPARROW, E. M. ; AZEVEDO, F. A. Lateral-edge effects on natural convection heat transfer from an isothermal vertical plate. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.107, november, p.977-981, 1985.
- (61) - SPARROW, E. M. ; CHRYSLER, G. M. ; AZEVEDO, L. F. Observed flow reversals and measured-predicted Nusselt numbers for natural convection in a one-sided heated vertical channel. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.106, may, p.325-332, 1984.
- (62) - SPARROW, E. M. ; FAGHRI, M. Fluid-to-fluid conjugate heat transfer for a vertical pipe-internal forced convection and external natural convection. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.102, august, p.402-407, 1980.
- (63) - STAINBACVK, P. C. ; NAGABUSHANA, K. Reinvestigation of hot-wire anemometry applicable to subsonic compressible flows using fluctuations diagrams. **Journal of Fluids Engineering. Transactions of the ASME**, v.117, june, p.263-269, 1995.
- (64) - STRAATMAN, A G. ; TARASUK, J. D. ; FLORYAN, J. M. Heat transfer enhancement from a vertical, isothermal channel generated by the chimney effect. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.115, may, p.395-402, 1993.

- (65) - STREETER, Victor L. ; WYLIE, E. Benjamin. **Mecânica dos Fluidos**. 7.ed. (Fluid Mechanics) Trad. Celso da Silva Muniz e outros. São paulo, McGraw-Hill, 1982.
- (66) - STROUD, K. A. **Engineering Mathematics**. 3.ed. London, MacMillan Education, 1987.
- (67) - SYMONS, J. G. ; PECK, M. K. Natural convection heat transfer through inclined longitudinal slots. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.106, august, p.824-829, 1984.
- (68) - TANDA, G. Natural convection heat transfer from a staggered vertical plate array. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.115, november, p.938-945, 1993.
- (69) - TSAI, J. R. ; ÖZISIK, M. N. Combined convection and radiation in participating laminar flow inside a parallel-plate duct with flux boundary conditions. **International Communications in Heat Mass Transfer**, v.16, n.6, p.861-874, 1989.
- (70) - VITHARANA, V. L. ; LYKLOUDIS, P. S. Criteria for predicting the transition to turbulence in natural convection along a vertical surface. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.116, august, p.633-638, 1994.
- (71) - WEBB, B. W. ; BERGMAN, T. L. Three-dimensional natural convection from vertical heated plates with adjoining cool surfaces. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, v.114, february, p.115-120, 1992.
- (72) - WEBB, B. W. ; HILL, D. P. High Rayleigh number laminar natural convection in an asymmetrically heated vertical channel. **Journal of Fluids Engineering. Transactions of ASME**, v.111, august, p.649-656, 1989.
- (73) - WINTER, A. R. ; GRAHAM, L. J. W. ; BREMHORST, K. Velocity bias associated with laser doppler anemometer controlled processors. **Journal of Fluids Engineering. Transactions of ASME**, v.113, june, p.250-255, 1991.
- (74) - YAN, W. M ; LIN, T. F. Natural convection heat transfer in vertical open channel flows with discrete heating. **International Communications in Heat Mass Transfer**, v.14, n.2, p.187-200, 1987
- (75) - YUKOSLAVEVIĆ, P. ; BALINT, J. L. ; WALLACE, J. M. A multi-sensor hot-wire probe to measure vorticity, and velocity in turbulent flows. **Journal of Fluids Engineering. Transactions of ASME**, v.111, june, p.220-225, 1989.

- (76) - ZELDIN, B. ; SCHMIDT, F. W. Developing flow with combined forced-free convection in an isothermal vertical tube. **Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME**, may, p.211-223, 1972.

APÊNDICE 1

Dimensionamento da Resistência Elétrica

Aquecedora da Placa Indutora de Fluxo de Ar

DIMENSIONAMENTO DA RESISTÊNCIA AQUECEDORA DA PLACA

PLACA DE AQUECIMENTO

Dimensões da Placa de Cobre - 0,10x0,25 m²

1 - CÁLCULO DA INTENSIDADE DA CORRENTE DO ELEMENTO

$$I_E = \frac{P_E}{E_E}$$

P_E - Potência do Elemento [Watts]

E_E - Tensão [Volts]

I_E - Intensidade da Corrente [Ampère]

1.1 - ESCOLHA DO MATERIAL

[Tabela 1 Ref. (24)]

1.2 - ESCOLHA DA CARGA DE SUPERFÍCIE ADMISSÍVEL P

[Tabela 2 Ref. (24)]

P - [Watts]

2 - CÁLCULO DA RESISTÊNCIA DO ELEMENTO EM ESTADO QUENTE

$$r_t = \frac{E_E}{I_E} [\text{Ohms}]$$

3 - ESCOLHA DO FIO

$$S_i = \frac{I_E^2 \cdot C_t}{P}$$

S_i - Superfície irradiante necessária [Cm^2/Ohm]

C_t - Fator de temperatura [Tabela 3 Ref. (24)]

4 - COMPRIMENTO DO MATERIAL DO ELEMENTO

$$L = \frac{r_t}{r_{20} \cdot C_t}$$

L - Comprimento irradiante do material, desprezando-se a resistência dos terminais de ligação [m].

r_{20} - Resistência elétrica do material escolhido

4.1 - CORREÇÃO DE L

$$L = \frac{r_t - r_i}{r_{20} \cdot C_t}$$

r_i - Resistência Ohmica dos terminais do elemento

5 - CORREÇÃO DA CARGA DE SUPERFÍCIE

$$P = \frac{L^2 \cdot C_t}{S} \text{ [W/Cm}^2\text{]}$$

S - Valor mais próximo de S_i escolhido nas [Tabelas 4 - 6 da Ref. (24)]

APÊNDICE 2

Coeficientes de película

Vazões

Número de Nusselt

Número de Rayleigh

Número de Reynolds

Posição	COEFICIENTE DE PELÍCULA				COEFICIENTE DE PELÍCULA			
	PLACA				POLIDA			
	6V		10V		13V		15V	
	hm	hj	hm	hj	hm	hj	hm	hj
1	15,6691729	15,2673993	17,2306143	16,7745098	19,9025464	19,5040049	21,5682752	20,9290162
2	15,4944238	15,1014493	16,0131025	15,7478141	19,4083384	19,0291554	19,0457842	18,6319291
3	16,0307692	15,649562	16,8405512	16,4361191	19,9338791	19,7104608	20,5905415	20,3216445
4	15,5716065	15,9286624	15,9310987	16,2411011	19,8091364	19,6553865	19,978602	19,757818
5	14,9212411	15,1747573	15,6398538	15,8499305	18,4900701	18,7474089	18,9470124	18,994123
6	15,2860636	15,7679697	16,028103	15,99813	18,9380796	19,017723	18,8323622	18,8619529
7	14,9748503	15,5136476	15,647005	16,1035294	18,0576155	18,6700089	19,357291	19,9217639
8	15,3423313	15,8278481	15,8793504	16,3732057	18,2607442	18,6700089	19,4874768	20,0788531
9	15,3800738	15,7878788	16,4361191	16,7827366	19,0980392	19,4979982	20,0501074	20,4204131

Posição	COEFICIENTE DE PELÍCULA				COEFICIENTE DE PELÍCULA			
	PLACA				NEGRA			
	6V		10V		13V		15V	
	hm	hj	hm	hj	hm	hj	hm	hj
1	12,3181818	12,3345455	15,6783103	15,5748032	18,1750373	17,9210276	14,1206544	14,0567885
2	13,1968504	13,0814815	15,5235811	15,3021148	18,5628443	18,0945758	14,3516935	14,2326025
3	13,5434343	13,5076923	16,2023217	16,048	19,7553358	19,5486815	15,3778249	15,2750256
4	13,3803922	13,4071146	15,031348	15,0273651	19,0682611	19,0863704	15,4672734	15,477193
5	12,6136784	12,6252354	13,6560694	13,723168	17,9848985	18,0931796	14,2555952	14,2975481
6	13,380117	13,4348697	14,1823662	14,222561	18,7814504	18,8302638	14,6462264	14,6818646
7	12,8241966	12,8845401	14,3875278	14,5073701	18,3803153	18,6843422	14,9282137	15,0734266
8	12,2954955	12,2546817	13,6622655	13,7915408	16,940919	17,3476191	13,7702414	13,888335
9	13,0828729	13,1737452	14,7740964	14,9284579	18,7366893	18,99647	15,2014775	15,3335674

Plan1

Posição	VAZÃO DE AR m3/s			
	PLACA		POLIDA	
	6V	10V	13V	15V
1	1,68E-04	2,15E-04	3,67E-04	5,42E-04
2	1,81E-04	2,52E-04	4,21E-04	5,58E-04
3	1,94E-04	2,80E-04	5,18E-04	6,10E-04
4	2,40E-04	2,75E-04	6,15E-04	7,50E-04
5	2,59E-04	3,02E-04	6,72E-04	8,21E-04
6	2,68E-04	3,33E-04	7,12E-04	8,68E-04
7	2,02E-04	2,64E-04	4,59E-04	7,03E-04
8	2,15E-04	2,88E-04	5,58E-04	7,57E-04
9	2,26E-04	3,19E-04	5,93E-04	8,25E-04

Posição	VAZÃO DE AR m3/s			
	PLACA		NEGRA	
	6V	10V	13V	15V
1	1,65E-04	5,17E-04	5,67E-04	8,95E-04
2	2,19E-04	5,94E-04	6,94E-04	1,02E-03
3	2,47E-04	7,17E-04	7,47E-04	1,10E-03
4	3,03E-04	6,22E-04	7,24E-04	1,36E-03
5	3,47E-04	7,28E-04	8,21E-04	1,48E-03
6	3,57E-04	7,79E-04	8,65E-04	1,53E-03
7	1,21E-04	3,34E-04	3,79E-04	5,18E-04
8	1,63E-04	3,83E-04	4,18E-04	5,97E-04
9	2,08E-04	3,99E-04	4,44E-04	6,30E-04

Posição	6V		10V		13V		15V	
	NÚMERO DE PLACA		NÚMERO DE PLACA		NÚMERO DE PLACA		NÚMERO DE PLACA	
	Num	Nuj	Num	Nuj	Num	Nuj	Num	Nuj
1	148,606791	144,631489	160,913336	156,303578	183,264273	179,13299	194,028428	187,334407
2	146,838514	143,005682	149,543332	146,846326	177,861987	173,940585	171,582883	167,192211
3	151,978574	148,252179	157,270265	153,150391	183,282457	180,962174	185,566871	182,748201
4	147,62609	151,125237	149,055015	152,18422	182,471444	180,456298	179,85776	177,550324
5	141,352785	143,808757	146,221017	148,407303	169,074616	171,742397	169,593627	170,07611
6	144,918468	149,657365	150,188343	149,851068	173,488457	174,346351	169,721521	170,049585
7	141,69947	146,964759	145,580573	150,219216	164,816539	171,22157	174,263594	180,254253
8	145,23192	149,998105	147,907042	152,906238	166,673056	170,970696	175,752165	182,005076
9	145,643939	149,61903	153,207494	156,730482	174,570384	178,683101	181,810845	185,775109

Posição	6V		10V		13V		15V	
	NÚMERO DE PLACA		NÚMERO DE PLACA		NÚMERO DE PLACA		NÚMERO DE PLACA	
	Num	Nuj	Num	Nuj	Num	Nuj	Num	Nuj
1	117,047701	117,070046	148,188091	146,987543	169,66953	166,675967	129,309524	128,067602
2	125,349544	124,064871	146,724953	144,196193	173,09586	167,603742	131,328697	129,05876
3	128,739544	128,252943	153,082955	151,339117	184,628972	182,288325	141,236223	139,778551
4	128,262078	128,51898	141,965433	141,874056	177,676109	177,911074	142,057311	142,200478
5	120,358779	120,561497	128,105066	128,879602	166,958782	168,21402	130,405232	131,121607
6	128,161877	128,784509	133,643988	134,123916	174,873371	175,458442	134,665318	135,141753
7	122,460848	123,13169	135,424511	136,861321	170,440467	173,904505	136,955963	139,053506
8	117,099048	116,844012	128,115154	129,912396	156,223718	161,163136	125,274745	127,696764
9	125,026758	126,136538	138,957863	140,833962	173,873422	176,941133	139,462385	141,452952

Posição	NÚMERO DE RAYLEIGH							
	6V		10V		13V		15V	
	Ram	Raj	Ram	Raj	Ram	Raj	Ram	Raj
1	11236826,6	11473437,2	25603835,1	25969989,1	37944846,3	38152187	40801578,2	40967426,9
2	11321555	11554601,3	27576527,5	27805755	37841933,6	38027434,3	46610385,8	46645445,4
3	10974711,1	11194819,8	26192202,8	26524831,5	37513886,2	37614948,4	43201976,1	43261218,3
4	11292585	11086776,1	27981917,8	27706692,6	38170400,9	37761437	44254335,3	44296137,8
5	11735812,2	11569667	28429510,8	28239588,4	39264712,8	39136887,6	45208069,7	45205990,8
6	11500311,4	11215884,4	28062174,6	28093136,7	38717945,1	38676741,5	47215479,5	47222452,5
7	11616848,9	11292897	27650245,1	27259802,2	39826104,4	39536514,5	45688114,4	45612017,2
8	11369514,6	11088686,8	27404564,9	26986978,9	39366154	39160823,5	45840829,4	45751787,4
9	11343695,9	11109564	26596037,1	26311904,3	37893353,2	37679535,7	45885298,1	45819294,9

Posição	NÚMERO DE RAYLEIGH							
	6V		10V		13V		15V	
	Ram	Raj	Ram	Raj	Ram	Raj	Ram	Raj
1	7512697,18	7785476,26	17008993,5	17384742	25881957,2	26486785,4	33909184,4	34393413,2
2	7218726,8	7612669,13	17268653,4	17959604,6	25526202,6	26561991,4	33614924,8	34420007,8
3	7060211,82	7585565,49	16623028	17050714,4	24889662	25240688,7	33273785,3	33660925,4
4	7583288,79	7527480,76	17543466,2	17570207,4	25581868	25543987	33546546,2	33521596,9
5	7871143,01	7745867,01	18309188	18010994,8	26429336	26186720,5	35428954,4	35190554,2
6	7595988,24	7412233,37	18029115,7	17884964,1	25728545,3	25617168	35063115,7	34952689,2
7	7712375,87	7481853,16	18165094,4	17622200,8	25931330,2	25301632,4	34991965,3	34456073,5
8	7991528,45	7726552,52	18985185,6	17954642,9	27440859,9	26316550,7	36448576,6	35562984,7
9	7948899,31	7657125,22	17837998	17130887,4	25727508,1	25176779,6	34797909,5	34284507,2

Posição	NÚMERO DE REYNOLDS							
	6V		10V		13V		15V	
	Rem	Rej	Rem	Rej	Rem	Rej	Rem	Rej
1	49,7443366	26,7140652	62,6990119	33,5648419	105,365423	56,7371539	153,231087	81,3452428
2	53,5447481	28,7733781	73,1068424	39,5903378	120,289288	64,8075371	157,271226	84,3297094
3	57,3707956	30,8850507	81,5510439	43,7735318	147,739623	80,4470461	171,084516	92,8618294
4	49,2935822	50,4956775	55,7536403	57,010089	124,931213	123,173353	149,342006	147,175482
5	53,3277673	54,2763254	61,3867558	62,3699516	133,802124	136,151273	161,342214	161,867407
6	54,7979822	56,6437273	68,3957184	68,2338857	142,76422	143,544427	171,726537	172,108065
7	31,9329753	60,0404699	42,8344023	80,2228796	70,0190057	132,281076	106,127524	199,680458
8	34,0756942	63,7906981	47,043367	88,2733565	85,6642882	159,568582	114,40425	215,530642
9	35,9174237	66,8707359	52,1817445	96,8224222	91,2387903	169,533825	126,143721	234,055443

Posição	NÚMERO DE REYNOLDS							
	6V		10V		13V		15V	
	Rem	Rej	Rem	Rej	Rem	Rej	Rem	Rej
1	48,1734668	26,5872413	150,869246	82,5195402	164,387246	88,8784785	253,966793	138,239081
2	64,261971	35,0816232	174,110923	94,2330363	202,424049	107,594861	290,321789	156,258819
3	72,2847189	39,7298719	209,499298	114,187065	216,266272	117,688322	313,093019	170,518216
4	63,5280686	63,664357	128,568117	128,469588	147,710486	147,924502	273,84783	274,198112
5	72,4822562	72,6379064	149,062157	150,148546	166,400564	167,88132	296,296519	298,638107
6	74,6903405	75,0965814	160,379265	161,040603	176,180332	176,893392	307,994394	309,419986
7	19,586589	35,6891182	53,1191203	97,4207844	59,1768959	109,718291	80,3118963	148,397593
8	26,4260037	47,79111	60,59723	111,756356	64,5760766	121,467965	91,6516183	170,830436
9	33,6371145	61,5605384	63,3253427	116,524981	69,4749434	128,429384	97,7296544	180,368946