



ISMAEL DE MARCHI NETO

Resfriamento Conjugado de Aquecedores Discretos num Duto por Dois Escoamentos Incidentes de Ar

17/2014

CAMPINAS
2014



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

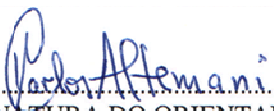
ISMAEL DE MARCHI NETO

Resfriamento Conjugado de Aquecedores Discretos num Duto por Dois Escoamentos Incidentes de Ar

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica na área Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO
FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO
ISMAEL DE MARCHI NETO, E ORIENTADA PELO
PROF. DR. CARLOS ALBERTO CARRASCO ALTEMANI.


.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS
2014**

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

M332r Marchi Neto, Ismael, 1982-
Resfriamento conjugado de aquecedores discretos num duto por dois escoamentos incidentes de ar / Ismael de Marchi Neto. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Carlos Alberto Carrasco Altemani.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Calor - Condução. 2. Calor - Transferência. 3. Calor - Convecção. I. Altemani, Carlos Alberto Carrasco, 1948-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Conjugate cooling of discrete heaters in a duct of two impinging airflow

Palavras-chave em inglês:

Heat - Conduction

Heat - Transfer

Heat - Convection

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Carlos Alberto Carrasco Altemani [Orientador]

André Luiz Seixlack

Vicente Luiz Scalon

Marcelo Moreira Ganzarolli

Luiz Fernando Milanez

Data de defesa: 18-02-2014

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

**Resfriamento Conjugado de Aquecedores
Discretos num Duto por Dois Escoamentos
Incidentes de Ar**

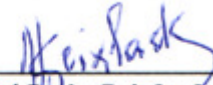
Autor: **Ismael de Marchi Neto**

Orientador: **Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani**

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



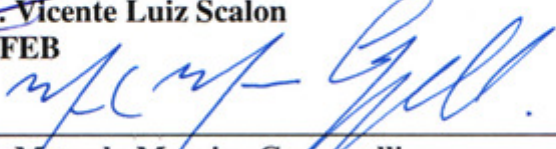
Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani, Presidente
UNICAMP/FEM



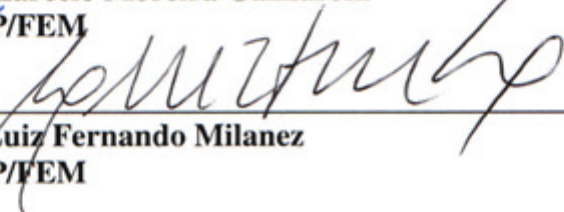
Prof. Dr. André Luiz Seixlack
UNESP/FEIS



Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon
UNESP/FEB



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez
UNICAMP/FEM

Campinas, 18 de fevereiro de 2014.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus por sempre colocar pessoas especiais em minha vida, tanto no âmbito profissional quanto pessoal, reforçando ainda mais o exemplo de comprometimento, humildade e caráter dados pelos meus pais, *Ismael de Marchi Junior* e *Elizabeth Von Dreifus de Marchi*.

Ao meu orientador *Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani* pela oportunidade concedida no momento que mais necessitei, por não medir esforços para me oferecer todos os meios e estruturas necessárias para o desenvolvimento deste trabalho, pela valiosa orientação e também pelos importantes ensinamentos prestados.

Aos Profs. Drs. *Hidekasu Matsumoto, Alcides Padilha, Vicente Luiz Scalon e Santiago del Rio Oliveira*, pelo apoio, amizade e participação imprescindível na minha formação profissional.

Aos Profs. Drs. *André Luiz Seixlack, Vicente Luiz Scalon, Marcelo Moreira Ganzarolli e Luiz Fernando Milanez*, que aceitaram fazer parte da banca examinadora deste trabalho.

A minha esposa *Fernanda Sotero de Castro de Marchi*, às minhas irmãs *Isabelle Von Dreifus de Marchi* e *Alline Von Dreifus de Marchi* por todo amor, pelo incentivo e apoio em superar as dificuldades, além do carinho prestado a cada dia.

Aos funcionários do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia Mecânica *Adriano Navarro de Moraes, Alcimar da Silveira e Neusa de Andrade Maria*, pela amizade e suporte prestados.

A todos os amigos da Universidade Estadual de Campinas pelo apoio e companheirismo.

A CAPES, pelo apoio financeiro.

*“A necessidade e a força de vontade podem superar
a experiência exigida quando é dada uma chance”.*
(Henrique R. de Oliveira)

Resumo

O resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de dois ou quatro aquecedores discretos montados na parede (substrato) horizontal inferior de um duto retangular foi investigado por meio de medidas experimentais em laboratório. Dois materiais distintos foram utilizados como substrato: acrílico, para aumentar a participação da convecção térmica no resfriamento conjugado dos aquecedores e alumínio, para aumentar a participação da condução térmica. Os aquecedores eram protuberantes no duto e foram construídos em alumínio para que fossem praticamente isotérmicos. O duto possuía uma extremidade fechada e um escoamento de ar era forçado através de duas aberturas quadradas na parede superior do duto, incidindo sobre dois aquecedores. Os testes experimentais foram realizados com o escoamento de ar para um número de Reynolds na faixa entre 2000 e 7000. O resfriamento conjugado foi descrito por coeficientes conjugados g_{ij}^+ que podem ser agrupados numa matriz quadrada G^+ de ordem igual ao número de aquecedores montados no substrato. Esses coeficientes foram obtidos em testes com um único aquecedor ativo por vez no duto, na faixa investigada do número de Reynolds. Nos testes com o substrato de acrílico também foi obtido o número de Nusselt adiabático médio para cada aquecedor. Os resultados obtidos indicaram que os coeficientes conjugados dependem da vazão de ar no duto, mas são invariantes com a potência dissipada nos aquecedores. Após obter a matriz G^+ , testes adicionais foram então realizados com várias vazões de ar no duto e dois ou três aquecedores ativos com dissipações distintas de potência. As temperaturas medidas dos aquecedores foram comparadas com as previsões baseadas nos coeficientes conjugados, apresentando uma boa concordância. Simulações numéricas tridimensionais também foram efetuadas do escoamento e da troca conjugada de calor num duto semelhante ao dos experimentos, mas com aquecedores montados rentes na superfície do substrato. Os resultados obtidos dos testes experimentais foram comparados com os resultados numéricos apresentando comportamentos semelhantes na faixa do número de Reynolds investigada.

Palavras Chave: Coeficientes conjugados, descritor invariante, transferência de calor conjugada, convecção forçada, condução.

Abstract

Conjugate cooling by forced convection-conduction of two or four discrete heaters mounted on the lower horizontal wall (substrate) of a rectangular duct was investigated through experimental measurements in laboratory. Two distinct materials were employed as the substrate plate: Plexiglas, to enhance the convective participation on the heaters conjugate cooling and aluminum, to enhance the conductive contribution. The discrete protruding heaters were made of aluminum, so that they would be practically isothermal. The duct had a closed end and airflow was forced through two square openings in the duct upper wall, impinging on two heaters. The experimental tests were performed with airflow for a Reynolds number in the range from 2,000 to 7,000. The conjugate cooling was described by conjugated coefficients g_{ij}^+ which may be grouped in a square matrix G^+ of order equal to the number of heaters mounted on the substrate. These coefficients were obtained in tests with a single active heater at a time in the duct, covering the investigated range of the Reynolds number. In the tests with the Plexiglas substrate, the average adiabatic Nusselt number for each heater was also obtained. The results obtained indicated that the conjugate coefficients depend on the airflow in the duct, but they are invariant with the electric power dissipation in the heaters. After obtaining the matrix G^+ , additional tests were then performed with distinct duct airflow rates and two or three active heaters with distinct power dissipations. The measured heaters temperatures in these tests were compared with predictions based on the conjugate coefficients, presenting a good agreement. Three dimensional numerical simulations were also performed for the flow and conjugate heat transfer in a duct similar to that of the experiments, but with flush mounted heaters on the substrate plate. The results obtained from the experimental tests were compared with the numerical results showing similar behavior in the investigated range of Reynolds number.

Key Words: Conjugate cooling, invariant descriptor, conjugated heat transfer, forced convection, conduction.

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Configurações básicas de jatos colidentes: (a) jato livre e (b) jato confinado.	3
Figura 1.2 – Regiões percorridas por um jato colidente. [<i>Fonte: Incropera et al., 2001</i>]	4
Figura 2.1 – Caminhos térmicos da transferência de calor conjugada. [<i>Fonte: Alves, 2010</i>]	10
Figura 3.1 – Geometria e condições de contorno do escoamento no canal de placas isotérmicas.	26
Figura 3.2 – Número de Nusselt médio em função do refinamento de malha na direção y	28
Figura 3.3 – Número de Nusselt local na região de entrada térmica.	28
Figura 3.4 – Geometria e as condições de contorno do jato colidente confinado.	29
Figura 3.5 – Comparação do número de Nusselt local com trabalhos da literatura.	31
Figura 3.6 – Geometria e dimensões envolvidas no estudo de malha.	34
Figura 3.7 – Malha computacional não uniforme selecionada.	36
Figura 3.8 – Modelo numérico contendo quatro aquecedores rentes.	38
Figura 3.9 – Malha computacional ilustrando as posições dos quatro aquecedores.	39
Figura 3.10 – Balanço de energia realizado num elemento (i, k) da superfície de um aquecedor rente inativo.	41

Figura 4.1 – Visualização esquemática da montagem experimental.....	45
Figura 4.2 – Detalhamento da caixa tipo plenum.....	46
Figura 4.3 – Vista explodida da placa de fixação do duto.....	47
Figura 4.4 – Vista explodida da placa de fixação do bocal.	48
Figura 4.5 – Desenho esquemático do duto.....	49
Figura 4.6 – Dimensões e detalhamento da placa superior.	50
Figura 4.7 – Dimensões e detalhamento das placas laterais e frontal.	51
Figura 4.8 – Dimensões do substrato de alumínio.	52
Figura 4.9 – Dimensões e detalhes do substrato de acrílico.....	52
Figura 4.10 – Dimensões e detalhes da placa de alumínio.....	53
Figura 4.11 – Aspecto final da base do dissipador com o fio de resistência instalado.....	54
Figura 4.12 – Dimensões e detalhes da tampa do aquecedor.	54
Figura 4.13 – Aquecedor com fita isolante nos vértices.....	55
Figura 4.14 – Foto dos aquecedores sobre o substrato de acrílico.	56
Figura 4.15 – Desenho esquemático da montagem dos aquecedores na placa de alumínio.....	56

Figura 4.16 – Foto ilustrativa dos aquecedores fixados no substrato de alumínio.....	57
Figura 4.17 – Disposição dos aquecedores nos substratos: (a) acrílico; (b) alumínio.....	57
Figura 4.18 – Montagem do duto: (a) substrato de acrílico; (b) substrato de alumínio.	58
Figura 4.19 – Isolamento térmico.....	59
Figura 4.20 – Ilustração dos termopares e cortes realizados.	60
Figura 4.21 – Localização dos termopares no substrato de acrílico contendo dois aquecedores..	61
Figura 4.22 – Folha aluminizada colocada na base da cavidade do substrato de acrílico.....	62
Figura 4.23 – Localização dos termopares no substrato de acrílico contendo quatro aquecedores.	62
Figura 4.24 – Localização dos termopares no substrato de alumínio contendo dois aquecedores.	63
Figura 4.25 – Localização dos termopares no substrato de alumínio contendo quatro aquecedores.	64
Figura 4.26 – Circuito térmico.	65
Figura 4.27 – Diagrama esquemático do circuito elétrico de aquecimento.....	66
Figura 4.28 – Desenho esquemático do balanço de energia realizado no aquecedor.....	70

Figura 4.29 – Esquema do balanço de energia envolvendo o aquecedor no substrato de alumínio.	71
Figura 5.1 – Nusselt adiabático médio do aquecedor (1) - substrato de acrílico.....	81
Figura 5.2 – Coeficiente conjugado g_{11}^+ - substrato de acrílico.	82
Figura 5.3 – Regiões isotérmicas na superfície do substrato de acrílico.....	84
Figura 5.4 – Vetores de velocidade no plano x, y em $z = 50$ mm.	85
Figura 5.5 – Coeficiente conjugado g_{11}^+ - substrato de alumínio.....	88
Figura 5.6 – Coeficiente conjugado g_{21}^+ - substrato de alumínio.....	89
Figura 5.7 – Regiões isotérmicas na superfície do substrato de alumínio.....	90
Figura 5.8 – Nusselt adiabático médio do aquecedor (1) - substrato de acrílico.....	93
Figura 5.9 – Coeficiente conjugado g_{11}^+ - substrato de acrílico.....	94
Figura 5.10 – Coeficiente conjugado g_{31}^+ - substrato de acrílico.....	96
Figura 5.11 – Nusselt adiabático médio do aquecedor (3) - substrato de acrílico.....	98
Figura 5.12 – Coeficiente conjugado g_{33}^+ - substrato de acrílico.	99
Figura 5.13 – Coeficiente conjugado g_{13}^+ - substrato de acrílico.	100

Figura 5.14 – Coeficiente conjugado g^+_{11} - substrato de alumínio.....	103
Figura 5.15 – Coeficiente conjugado g^+_{21} - substrato de alumínio.....	104
Figura 5.16 – Coeficiente conjugado g^+_{31} - substrato de alumínio.....	105
Figura 5.17 – Coeficiente conjugado g^+_{41} - substrato de alumínio.....	106
Figura 5.18 – Regiões isotérmicas na superfície do substrato de alumínio contendo quatro aquecedores rentes ($Re = 1500$).....	108
Figura 5.19 – Coeficiente conjugado g^+_{33} - substrato de alumínio.....	109
Figura 5.20 – Coeficiente conjugado g^+_{13} - substrato de alumínio.....	110
Figura 5.21 – Coeficiente conjugado g^+_{23} - substrato de alumínio.....	111
Figura 5.22 – Coeficiente conjugado g^+_{43} - substrato de alumínio.....	112
Figura B.1 – Montagem experimental utilizado para a calibração do bocal interno.....	131
Figura B.2 – Correlação do coeficiente do bocal em função do número de Reynolds.	135

Lista de Tabelas

Tabela 3.1– Autovalores e constantes λ_n^2 e G_n (Kays e Crawford, 1993).....	25
Tabela 3.2 – Comparação entre o número de Nusselt médio obtido numericamente e a correlação de Kays e Crawford (1993).	27
Tabela 4.1 – Incerteza das variáveis medidas e propriedades utilizadas.....	76
Tabela 5.1 – Resultados experimentais obtidos com o substrato de acrílico.	80
Tabela 5.2 – Resultados numéricos obtidos com o substrato de acrílico.	80
Tabela 5.3 – Resultados experimentais obtidos com o substrato de alumínio.	86
Tabela 5.4 – Resultados numéricos obtidos com o substrato de alumínio.	87
Tabela 5.5 – Resultados experimentais do aquecedor (1) ativo - substrato de acrílico.....	92
Tabela 5.6 – Resultados numéricos do aquecedor (1) ativo - substrato de acrílico.	92
Tabela 5.7 – Resultados experimentais do aquecedor (3) ativo - substrato de acrílico.....	97
Tabela 5.8 – Resultados numéricos do aquecedor (3) ativo - substrato de acrílico.	97
Tabela 5.9 – Resultados experimentais do aquecedor (1) ativo - substrato de alumínio.	101
Tabela 5.10 – Resultados numéricos do aquecedor (1) ativo - substrato de alumínio.	102

Tabela 5.11 – Resultados experimentais do aquecedor (3) ativo - substrato de alumínio.	107
Tabela 5.12 – Resultados numéricos do aquecedor (3) ativo - substrato de alumínio.	107
Tabela 5.13 – Testes experimentais com mais de um aquecedor ativo.....	113
Tabela 5.14 – Previsão das temperaturas $T_{h,i}$ dos aquecedores utilizando $q_{cj,i}$	115
Tabela 5.15 – Previsão das temperaturas $T_{h,i}$ dos aquecedores utilizando $q_{h,i}$	116

Lista de Símbolos

Letras Latinas

a	aresta do aquecedor [m]
A	área de troca de calor [m ²]
A_t	área da seção transversal interna do bocal [m ²]
b	constante, Eq. (B.7) [kg/m.s.K ^{1/2}]
c_p	calor específico do fluido [J/kg.K]
C_{sh}	constante de calibração do Shunt [A/V]
d_r	densidade relativa
D	diâmetro do bocal [m]
D_h	diâmetro hidráulico [m]
DR	desvio relativo [%]
g	aceleração da gravidade [m/s ²]
g^+	coeficiente de influência conjugado
g^{-1}	termo da matriz G^{-1} [K/W]
g^*	função de superposição
G	função de Green discreta [W/K]
G_n	constante, Eq. (3.9) e (3.10)
G^+	matriz que agrupa os coeficientes de influência conjugados g^+
G^{-1}	função de Green discreta inversa [K/W]
h	coeficiente de transferência de calor local [W/m ² .K]
h_{ad}	coeficiente adiabático de transferência de calor [W/m ² .K]
h_m	coeficiente de transferência de calor baseado na temperatura média de mistura [W/m ² .K]
h_0	coeficiente de transferência de calor baseado na temperatura de entrada [W/m ² .K]
H	altura do duto [m]
H_{cav}	altura da cavidade [m]
H_{fita}	espessura da fita isolante [m]

H_{iso}	espessura do isolamento térmico [m]
I	corrente elétrica [A]
k	condutividade térmica do fluido [W/m.K]
k_{ar}	condutividade térmica do ar [W/m.K]
k_{Ac}	condutividade térmica do acrílico [W/m.K]
k_{Al}	condutividade térmica do alumínio [W/m.K]
k_{iso}	condutividade térmica do isolamento térmico [W/m.K]
k_{sil}	condutividade térmica do silicone [W/m.K]
K	constante de Von Kármán
K_b	coeficiente de vazão do bocal
K_e	coeficiente de vazão do bocal externo
K_i	coeficiente de vazão do bocal interno
L	comprimento [m]
m	posição do aquecedor na coluna
$\dot{m}$	vazão mássica do escoamento [kg/s]
$\dot{m}_e$	vazão mássica do bocal externo [kg/s]
$\dot{m}_i$	vazão mássica do bocal interno [kg/s]
M	número de colunas
n	posição do aquecedor na fileira
N	número de fileiras
Nu	número de Nusselt local
Nu_m	número de Nusselt médio
N_y	número de volumes de controle na direção y
N_z	número de volumes de controle na direção z
p	passo de abertura entre os jatos [m]
P	pressão [Pa]
Pr	número de Prandtl
P_M	perímetro molhado [m]
q	taxa de transferência de calor [W]
$q_{h,T}$	potência total dissipada em todos aquecedores [W]

q''	fluxo de calor [W/m ²]
r	razão da progressão geométrica
R	constante dos gases [KJ/kg.K]
Re	número de Reynolds
R_a	resistência elétrica avaliada na temperatura T_a [Ω]
$R_{h,i}$	resistência elétrica em cada aquecedor i [Ω]
S	constante, Eq. (B.7) [K]
T	temperatura [K]
T_a	temperatura ambiente [K]
T_{ad}	temperatura adiabática [K]
T_{ext}	temperatura da superfície externa do isolamento térmico [K]
T_m	temperatura média de mistura do escoamento fluido [K]
T_o	temperatura de operação [K]
$T_{h,n}$	temperatura superficial média do aquecedor protuberante inativo n [K]
$T_{w,n}$	temperatura superficial média do aquecedor rente inativo n [K]
T_0	temperatura de entrada do fluido no canal [K]
u^+	componente adimensional de velocidade paralela a parede
u_i e u_j	componentes da velocidade média temporal local [m/s]
V	velocidade [m/s]
V_E	valor do resultado experimental
V_m	velocidade média [m/s]
V_N	valor do resultado numérico
V_{sh}	voltagem medido no Shunt [V]
W	abertura de entrada do escoamento [m]
x	coordenada cartesiana
x_i e x_j	coordenadas espaciais
x^+	posição adimensional, Eq. (3.11)
y	coordenada cartesiana
y^+	distância adimensional da parede
z	coordenada cartesiana

Letras Gregas

α_{cr}	coeficiente térmico do Cromel [K ⁻¹]
α	difusividade térmica [m ² /s]
δy	distância do ponto nodal central à superfície do volume de controle
δx_n	incerteza relativa a cada variável x_n
Δh_{a1}	leitura do manômetro em U com água
ΔR	incerteza de um resultado R
ε_A	emissividade da folha aluminizada
ε_h	emissividade da superfície do aquecedor
ε_{sub}	emissividade do substrato de alumínio
ε_H e ε_M	difusividades turbulentas [m ² /s]
λ_n^2	autovalor, Eq. (3.9) e (3.10)
μ	viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]
ν	viscosidade cinemática do fluido [m ² /s]
ν^+	viscosidade efetiva adimensional
v^*	velocidade de atrito [m/s]
ρ	massa específica do fluido [kg/m ³]
ρ_{H_2O}	massa específica da água [kg/m ³]
σ	constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² .K ⁴]
τ_w	tensão de cisalhamento [Pa]

Superescritos

— médio

Subscritos

ar	ar
atm	atmosférica
$ág$	água

<i>ál</i>	álcool
<i>b</i>	bocal
<i>cav</i>	cavidade
<i>cd</i>	condução
<i>cj</i>	conjugado
<i>cj, i</i>	relativo ao aquecedor ativo <i>i</i> pelo mecanismo convecção forçada-condução
<i>co</i>	constantan
<i>cr</i>	cromel
<i>cu</i>	cobre
<i>cv</i>	convecção
<i>e</i>	entrada
<i>f</i>	fluido
<i>h</i>	aquecedor
<i>i</i>	contador de fileiras
<i>iso</i>	isolamento térmico
<i>i, k</i>	elemento de área na superfície do aquecedor rente
<i>j</i>	contador de colunas
<i>ni</i>	relativo à influência térmica do aquecedor ativo <i>i</i> no aquecedor inativo <i>n</i>
<i>nn</i>	relacionados ao autoaquecimento dos aquecedores
<i>p</i>	perdas
<i>pot</i>	fios de potência
<i>rad</i>	radiação
<i>s</i>	substrato
<i>sil</i>	silicone
<i>sub</i>	substrato
<i>ter</i>	fios dos termopares
<i>w</i>	superfície
<i>x</i>	referente à direção <i>x</i>
<i>y</i>	referente à direção <i>y</i>
<i>z</i>	referente à direção <i>z</i>

∞ corrente livre do escoamento

Abreviações e Siglas

2D	bidimensional
3D	tridimensional
CPU	Unidade Central de Processamento
DE	Departamento de Energia
FEM	Faculdade de Engenharia Mecânica
HP	Hewlett Packard
ISO	International Organization for Standardization
PIV	Particle Image Velocimetry

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Configurações e regiões de um jato colidente.....	2
1.2	Descrição da proposta de estudo	4
1.3	Escopo da Tese.....	5
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	7
2.1	Jatos colidentes.....	12
2.1.1	Jatos livres.....	13
2.1.2	Jatos confinados	16
3	MODELAGEM NUMÉRICA	21
3.1	Simulações numéricas	21
3.1.1	Modelo de turbulência LVEL	22
3.2	Testes numéricos preliminares	24
3.2.1	Escoamento laminar entre placas paralelas.....	24
3.2.2	Jatos colidentes bidimensionais	29
3.3	Jatos colidentes tridimensionais	32
3.3.1	Estudo do refinamento de malha.....	32
3.3.2	Procedimento numérico	36
4	MONTAGEM E ANÁLISE EXPERIMENTAL	44
4.1	Descrição geral da montagem	44
4.2	Detalhamento da caixa plenum	45

4.3	Descrição do duto.....	48
4.4	Descrição dos aquecedores.....	53
4.5	Montagem dos aquecedores nos substratos.....	55
4.6	Montagem final do duto	58
4.7	Isolamento térmico	58
4.8	Descrição da instrumentação utilizada	59
4.8.1	Termopares.....	59
4.8.2	Circuito térmico	64
4.8.3	Circuito elétrico de aquecimento	65
4.9	Procedimento experimental.....	66
4.10	Redução das medidas experimentais.....	67
4.10.1	Potência elétrica dissipada nos aquecedores.....	67
4.10.2	Temperatura média dos aquecedores	68
4.10.3	Determinação da vazão mássica	69
4.10.4	Número de Reynolds do escoamento.....	69
4.10.5	Avaliação das perdas térmicas	70
4.10.6	Número de Nusselt.....	72
4.10.7	Determinação dos coeficientes conjugados	73
4.11	Análise das incertezas	75
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	77
5.1	Montagem contendo dois aquecedores.....	78
5.1.1	Substrato de acrílico.....	79
5.1.2	Substrato de alumínio.....	85
5.2	Montagem contendo quatro aquecedores	91
5.2.1	Substrato de acrílico.....	91
5.2.2	Substrato de alumínio.....	101

5.3	Utilização da matriz G^+ de coeficientes conjugados	112
6	CONCLUSÕES.....	117
6.1	Sugestões para trabalhos futuros	119
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	121
	APÊNDICE A – LISTAGEM DE PROGRAMAÇÃO	126
	APÊNDICE B – CÁLCULO DO COEFICIENTE DE VAZÃO DO BOCAL (K_B).....	131
	APÊNDICE C – AVALIAÇÃO DAS PERDAS TÉRMICAS	136
	APÊNDICE D – INCERTEZAS DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	143

1 INTRODUÇÃO

Com base nos estudos realizados ao longo das últimas décadas, a utilização de escoamentos colidentes vem sendo muito empregada em processos convectivos de aquecimento ou resfriamento, devido às elevadas taxas de transferência de calor e de massa alcançados. Esse método de intensificação da transferência convectiva de calor tem sido amplamente utilizado em processos industriais, como na secagem de produtos têxteis, resfriamento de pás de turbinas a gás, tratamento térmico de chapas metálicas e no resfriamento de componentes eletrônicos.

Hoje um dos fatores limitantes mais importantes no desenvolvimento de novos equipamentos eletrônicos, como os computadores portáteis, é a forma como os seus componentes eletrônicos são resfriados. Este efeito é agravado ainda pelas demandas de processamento mais rápido e menor tamanho dos equipamentos. Dessa forma, o desenvolvimento de técnicas de resfriamento cada vez mais eficientes e com baixo consumo de energia elétrica é fundamental para que estes dispositivos evoluam.

Com a demanda crescente por maior desempenho e tamanhos cada vez menores, os fluxos de calor são crescentes nesses equipamentos. Com isso, os seus componentes podem atingir temperaturas elevadas e assim danificá-los. Portanto, com o aumento significativo da densidade de potência requerida, torna-se cada vez mais difícil manter os níveis de temperatura dentro do permitido (Kraus e Bar-Cohen, 1983), reforçando assim a busca de novas formas de resfriamento dos componentes eletrônicos.

Uma alternativa utilizada (Davalathe e Bayazitoglu, 1987; Kim e Anand, 1994; Sugavanam *et al.*, 1995; Nakayama, 1997; Alves e Altemani, 2012) foi a avaliação da transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução no resfriamento de componentes eletrônicos fixados em uma placa de circuito condutiva (substrato). Nesse caso, os componentes são resfriados por dois mecanismos: o primeiro ocorre por exposição direta da superfície do componente ao escoamento forçado e o segundo ocorre devido ao contato do componente com o substrato

condutivo, caracterizando a troca de calor por condução. Considerando que a face inferior do substrato seja adiabática, o calor conduzido do componente para a placa do substrato acaba sendo transferido também por convecção da superfície superior da placa para o escoamento fluido.

Nos últimos anos a utilização de jatos no resfriamento de componentes eletrônicos tem recebido bastante atenção dos pesquisadores. Dessa forma, muitos autores têm investigado diferentes configurações de jatos, sejam eles confinados ou livres, jatos simples ou múltiplos, combinados com escoamento transversal, com superfícies incidentes permeáveis ou impermeáveis, móveis ou estacionárias, com um único objetivo de se obter altas taxas locais de transferência de calor obtido neste modo de resfriamento de superfícies aquecidas. Dentre eles destacam-se Sparrow e Wong (1975), Danek e Moffat (1995), Hollworth e Berry (1978), Sparrow *et al.* (1975), Sultan (2000) e Aldabbagh e Mohamad (2009).

1.1 Configurações e regiões de um jato colidente

Os trabalhos da literatura podem ser associados a duas configurações básicas de jatos colidentes: jatos livres ou jatos confinados, que são tipicamente descarregados em ambientes em repouso por meio de uma fenda retangular de largura W ou de um bocal de diâmetro D .

A Figura 1.1a ilustra um jato livre, caracterizado por um determinado fluido que deixa o bocal e incide sobre uma placa a uma distância H do bocal. A jusante da região de incidência, o fluido escoar livremente sem nenhum confinamento. Já nos jatos confinados (Figura 1.1b), a jusante da região de incidência o escoamento é limitado fisicamente por paredes.

Nos estudos relacionados a jatos de fluido, os perfis de velocidade e temperatura, e a classificação do tipo do jato que emerge de um determinado bocal ou abertura, normalmente são decorrentes das condições do escoamento a montante ao bocal e da geometria da configuração.

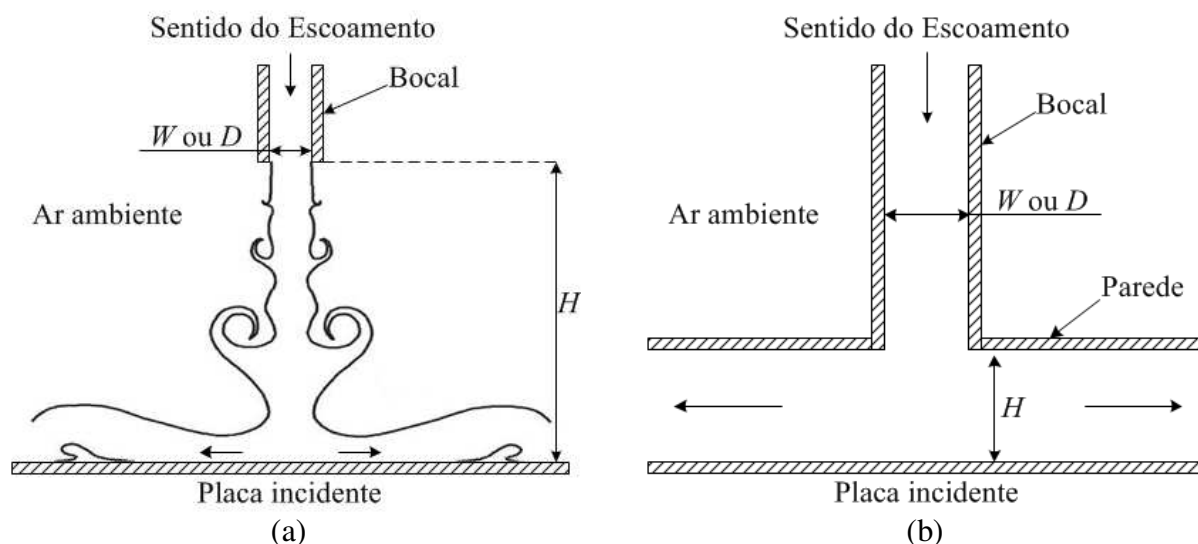


Figura 1.1 – Configurações básicas de jatos colidentes: (a) jato livre e (b) jato confinado.

A jusante do bocal, em determinadas configurações, o jato pode ser caracterizado por várias regiões distintas, como mostrado na Figura 1.2. Em geometrias em que a distância H é suficientemente elevada forma-se a região denominada de núcleo potencial, na qual a velocidade do escoamento é uniforme. Nessas situações, o fluido que deixa o bocal e entra em contato com o ar ambiente é desacelerado. Esse fato ocorre devido aos elevados gradientes de velocidade que criam um corte nas bordas do jato. Essa troca de momentum entre o jato e o fluido succiona o ar externo, inicialmente parado, elevando o fluxo de massa do jato, gerando assim um aumento do contorno do jato livre e a dissipação do núcleo potencial.

A região de jato livre é caracterizada por não apresentar influência no escoamento devido à presença da superfície de colisão. Segundo Zuckerman e Lior (2006), existem casos em que essa região pode não existir se o bocal estiver a uma distância da superfície de colisão de aproximadamente $2D$. Conforme o escoamento se aproxima da superfície de impacto, a velocidade axial (z) decresce até atingir a zona de estagnação que compreende em aproximadamente $1,2D$. Ao defletir devido à presença da parede, o escoamento é acelerado na direção x ou r , porém em contato com o ar quiescente ele é desacelerado ao longo do jato de parede (Incropera *et al.*, 2001).

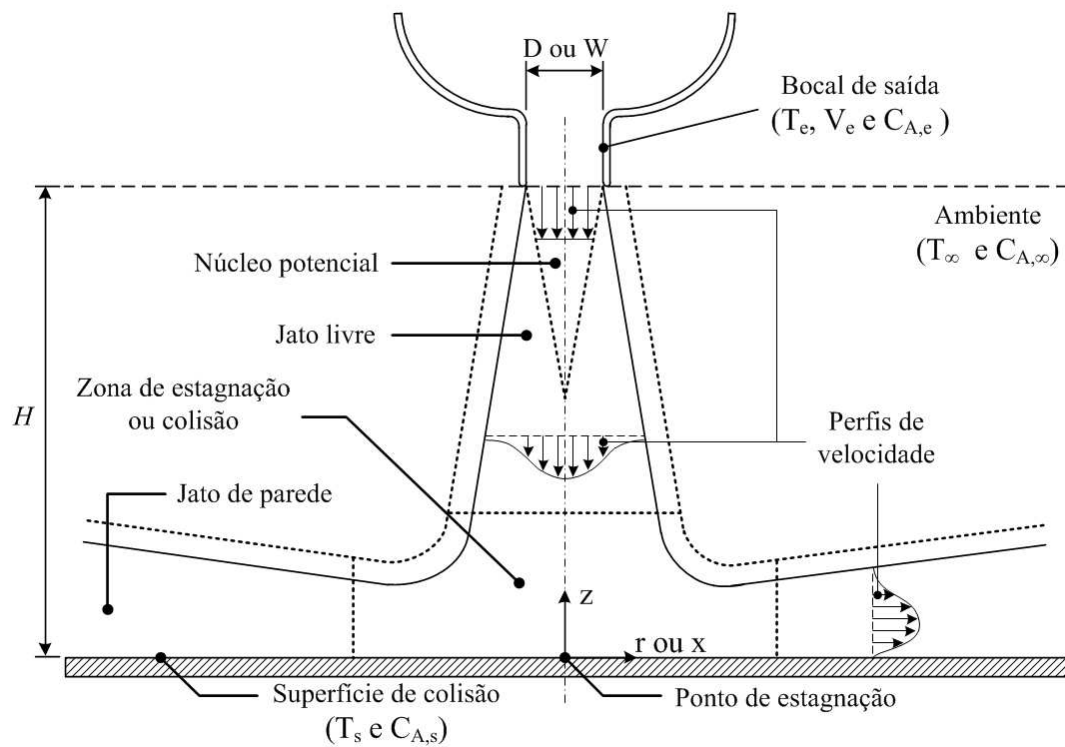


Figura 1.2 – Regiões percorridas por um jato colidente. [Fonte: Incropera *et al.*, 2001]

1.2 Descrição da proposta de estudo

O presente trabalho teve como objetivo estudar o resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de aquecedores discretos montados na parede horizontal inferior de um duto retangular horizontal com uma extremidade fechada. Para isso, uma investigação experimental foi realizada, utilizando duas configurações distintas com dois e com quatro aquecedores protuberantes fixados nessa parede do duto. A partir de duas aberturas na parede superior do duto, dois escoamentos de ar incidiam sobre dois aquecedores e então o ar era canalizado para a única saída na extremidade aberta do duto. Cada uma dessas configurações dos aquecedores foi montada sobre uma placa condutiva (substrato) de acrílico e sobre outra de alumínio. O objetivo foi dar ênfase ao resfriamento convectivo dos aquecedores montados no substrato de acrílico e ao resfriamento condutivo com o uso do substrato de alumínio. O resfriamento conjugado dos aquecedores foi descrito por meio de coeficientes conjugados g_{ij}^+ que podem ser agrupados numa

matriz quadrada G^+ . Com esse tratamento, a matriz G^+ , uma vez determinada, aplica-se a qualquer distribuição da taxa de transferência conjugada de calor dos aquecedores. Esta característica é bastante conveniente no controle térmico de componentes eletrônicos montados numa placa de circuitos.

Foram efetuadas também simulações numéricas tridimensionais do escoamento e da troca conjugada de calor em um duto semelhante ao da montagem experimental, mas com aquecedores rentes à superfície do substrato. Essas simulações foram efetuadas com o pacote computacional PHOENICS, adotando o modelo de turbulência LEVEL contido no pacote. As simulações foram efetuadas considerando valores uniformes para a velocidade e a temperatura do ar nas entradas do duto e também uma temperatura uniforme para os aquecedores ativos. Todos os resultados experimentais foram comparados com os resultados numéricos associados.

1.3 Escopo da Tese

Nesta seção será descrita de forma sucinta o conteúdo abordado em cada capítulo apresentado nesta Tese.

No Capítulo 2 será apresentada uma revisão bibliográfica de trabalhos relacionados a problemas de transferência de calor conjugado e jatos colidentes, com a finalidade de relatar um conjunto de estudos anteriores ao presente trabalho.

A modelagem numérica do estudo proposto será apresentada no Capítulo 3, onde são descritos os procedimentos numéricos adotados para a obtenção de parâmetros relativos à troca de calor conjugada por convecção forçada – condução. Serão apresentados também alguns resultados numéricos obtidos no desenvolvimento deste trabalho, com a finalidade de comparação com resultados de trabalhos semelhantes da literatura.

No Capítulo 4 serão apresentados a montagem experimental e os procedimentos de teste, a redução das medidas experimentais para obtenção dos resultados desejados e uma análise de incerteza dos resultados. Serão apresentadas as dimensões do duto, dos aquecedores e substratos, bem como toda a montagem do duto, dos aquecedores e os posicionamentos dos termopares.

No Capítulo 5 serão apresentados os resultados experimentais e numéricos obtidos para as duas configurações com dois e quatro aquecedores no duto e para os dois substratos utilizados nos testes: acrílico e alumínio. Esses resultados englobam o número de Nusselt adiabático médio dos aquecedores, obtido apenas com o substrato de acrílico e os coeficientes conjugados g_{ij}^+ obtidos para os dois substratos. Os testes para obter estes parâmetros foram sempre efetuados com um único aquecedor ativo no duto, por ser o procedimento mais simples para isso. Como os escoamentos foram sempre de ar atmosférico, os resultados foram apresentados em função de um número de Reynolds baseado na sua vazão através de cada abertura de entrada no duto. Após a determinação da matriz dos coeficientes conjugados G^+ , testes adicionais foram efetuados nos dois substratos com dois ou três aquecedores ativos no duto. As temperaturas medidas dos aquecedores nesses testes foram comparadas com as previsões baseadas nos coeficientes conjugados. Tais testes serviram para verificar, sob condições diversas, que os coeficientes conjugados são descritores invariantes do processo conjugado considerado de perda de calor dos aquecedores.

No Capítulo 6 serão apresentadas algumas conclusões deste trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

O avanço tecnológico associado à miniaturização, portabilidade e a crescente demanda do mercado por equipamentos eletrônicos com elevadas taxas de processamento, traz desafios associados ao seu controle térmico. Isso faz com que muitos pesquisadores busquem novas técnicas para garantir uma operação adequada desses equipamentos. No nível de componentes eletrônicos montados numa placa de circuitos é necessário garantir que eles permaneçam abaixo de uma temperatura máxima de operação (Kraus e Bar-Cohen, 1983). Como os componentes montados nessas placas podem dissipar potência elétrica em taxas distintas, um descritor do processo de transferência de calor que independesse dessas taxas torna-se muito conveniente. Conceitua-se assim um descritor invariante do resfriamento de aquecedores discretos montados numa placa.

Quando aquecedores discretos são montados numa placa e resfriados essencialmente por convecção forçada, cada um possui um descritor invariante denominado coeficiente adiabático de transferência de calor (h_{ad}), conforme definido na Equação (2.1). Esse conceito foi introduzido por Arvizu e Moffat (1982) e desenvolvido em trabalhos posteriores, onde se destacam, Moffat *et al.* (1985), Moffat e Anderson (1990), Anderson e Moffat (1992ab), Moffat (1998) e Moffat (2004).

$$h_{ad} = \frac{q_{cv}/A}{(T_h - T_{ad})} \quad (2.1)$$

Na Equação (2.1), q_{cv} é a taxa de transferência de calor por convecção, A é a área de troca de calor da superfície aquecida, T_h a temperatura da superfície e T_{ad} é a temperatura adiabática da superfície. A temperatura adiabática da superfície (T_{ad}) foi definida de uma forma que evoluiu ao longo do tempo. Moffat (2004) definiu-a como sendo a temperatura de equilíbrio atingida por um determinado aquecedor discreto inativo (sem dissipar potência elétrica) e isolado termicamente (sem trocar calor por condução e radiação), devido à influência da esteira térmica produzida pelos

aquecedores ativos a montante desse aquecedor, enquanto todas as outras partes do sistema mantêm-se em sua temperatura de operação normal. Dessa forma, ao observar a Equação (2.1), nota-se que qualquer potência dissipada no aquecedor aumenta a sua temperatura acima da temperatura adiabática. Desse modo, T_{ad} representa a temperatura de referência adequada para a definição do coeficiente adiabático de transferência de calor.

O coeficiente adiabático (h_{ad}) representa um descritor invariante do processo convectivo de troca de calor, pois ele independe da taxa de transferência convectiva de calor em cada aquecedor. Os coeficientes convectivos baseados na temperatura média de mistura local (h_m) do escoamento ou na temperatura de entrada do escoamento num duto (h_0) apresentam valores distintos para cada distribuição de aquecimento imposta aos aquecedores montados numa placa. Anderson e Moffat (1992ab) realizaram vários estudos teóricos e experimentais comparando h_{ad} com h_m e h_0 em dutos contendo diversos módulos protuberantes aquecidos em uma placa bidimensional, dispostos em M colunas e N fileiras, resfriados por escoamentos desenvolvidos. Os resultados mostraram que apenas o h_{ad} representa um descritor invariante com a distribuição de potência nos aquecedores. Observou-se que o aumento da temperatura de um determinado módulo (m,n) consiste na soma de duas contribuições, ou seja, a primeira devido à esteira térmica dos aquecidos a montante do escoamento e a segunda devido ao seu autoaquecimento, conforme indicado na Equação (2.2). Neste trabalho foi utilizado o princípio da superposição aplicado à equação de conservação da energia, considerando apenas a soma dos efeitos dos aquecedores a montante ao módulo (m,n) avaliado.

$$\Delta T_{n,m} = (T_h - T_0)_{n,m} = (T_{ad} - T_0)_{n,m} + (T_h - T_{ad})_{n,m} \quad (2.2)$$

onde, T_0 é a temperatura do fluido na entrada do canal.

Anderson e Moffat (1992ab) considerando apenas a soma dos efeitos a montante de um módulo (m,n) numa placa contendo um conjunto de (MxN) módulos aquecedores, utilizaram uma função de superposição discretizada $g_{ni,mj}^*$ para expressar a variação de temperatura de cada módulo como na Equação (2.3).

$$\Delta T_{n,m} = (T_h - T_0)_{n,m} = \sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^n \frac{q_{ij}}{\dot{m} c_p} g_{ni,mj}^* \quad (2.3)$$

Nesta equação, q_{ij} é a taxa de transferência convectiva de calor do módulo (i, j) , $g_{ni,mj}^*$ representa uma função de superposição discretizada, $\dot{m}$ a vazão mássica do escoamento e c_p o calor específico do fluido. Nota-se que nessa definição a função de superposição é adimensional.

Numa descrição alternativa, Hacker e Eaton (1995 e 1997) expressaram a taxa convectiva de transferência de calor (q_i) de um módulo i aquecido numa superfície de um duto contendo n módulos com uma distribuição arbitrária de temperaturas ($\Delta T_n = T_n - T_0$) acima da temperatura T_0 de entrada do escoamento no duto, por meio de uma função de Green (G), como na Equação (2.4).

$$q_i = G \Delta T_n \quad (2.4)$$

A Equação (2.4) pode ser representada pela função de Green inversa (G^{-1}), expressa por:

$$\Delta T_n = G^{-1} q_i \quad (2.5)$$

Com a Equação (2.5) pode-se prever a variação de temperatura (ΔT_n) por meio da taxa de transferência de calor (q_i), que também pode ser expressa na forma matricial, de acordo com a Equação (2.6).

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \\ \Delta T_2 \\ \vdots \\ \Delta T_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_{11}^{-1} & g_{12}^{-1} & \cdots & g_{1N}^{-1} \\ g_{21}^{-1} & g_{22}^{-1} & \cdots & g_{2N}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^{-1} & g_{N2}^{-1} & \cdots & g_{NN}^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_N \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Alves (2010) realizou um estudo numérico em regime laminar com três aquecedores (rentes ou protuberantes) 2D montados na placa inferior (condutiva ou adiabática) de um canal de placas paralelas. Ele apresentou uma extensão da função de Green discreta como um descritor invariante do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução dos aquecedores, conforme observado na Figura 2.1.

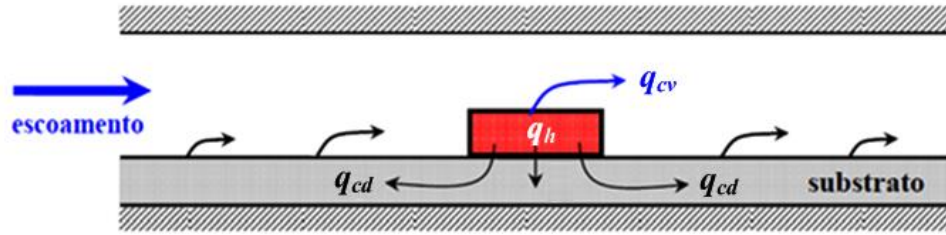


Figura 2.1 – Caminhos térmicos da transferência de calor conjugada. [Fonte: Alves, 2010]

Para uma distribuição de aquecedores no canal de placas planas paralelas, a diferença entre a temperatura $T_{h,n}$ de cada aquecedor e a temperatura T_0 de entrada do escoamento no canal foi expressa por meio de coeficientes conjugados adimensionais (g_{ni}^+), como indicado na Equação (2.7).

$$\Delta T_n = (T_h - T_0)_n = \frac{1}{\dot{m} c_p} \sum_{i=1}^N g_{ni}^+ q_i \quad (2.7)$$

Nesta equação, N é o número de aquecedores fixados no substrato e g_{ni}^+ são os coeficientes conjugados adimensionais. No trabalho de Alves (2010) foi verificado que os coeficientes conjugados são descritores invariantes do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de cada aquecedor.

A Equação (2.7) também pode ser representada na forma matricial indicada na Equação (2.8).

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \\ \Delta T_2 \\ \vdots \\ \Delta T_N \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & \cdots & g_{1N}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & \cdots & g_{2N}^+ \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^+ & g_{N2}^+ & \cdots & g_{NN}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_N \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Na Equação (2.8) o conjunto dos coeficientes conjugados foi agrupado numa matriz quadrada G^+ de ordem igual ao número de aquecedores montados na placa. Nessa matriz, os termos diagonais g_{nn}^+ estão relacionados ao autoaquecimento dos aquecedores e os termos g_{ni}^+ fora da diagonal principal indicam a contribuição da taxa de troca de calor conjugada q_i do aquecedor i na elevação ΔT_n da temperatura do aquecedor n acima da temperatura T_0 do escoamento na entrada do duto.

Simões (2011) realizou um estudo experimental da transferência de calor conjugada bidimensional por convecção natural-condução em um canal vertical de placas paralelas com sete aquecedores protuberantes discretos montados numa das placas. Os aquecedores eram constituídos por barras retangulares de alumínio montadas horizontalmente e uniformemente espaçadas numa placa de epóxi. O escoamento de ar no canal foi induzido por convecção natural pelo conjunto de aquecedores ativos. Todos os aquecedores eram aquecidos de forma uniforme com o objetivo de estabelecer um escoamento ao longo do canal e obter as temperaturas de equilíbrio dos aquecedores. Em seguida, a potência de um aquecedor por vez era desligada e as variações de temperatura de cada aquecedor permitiam a obtenção dos termos de uma matriz de função de Green discreta inversa, de forma semelhante à Equação (2.6). Obtidos esses termos, a variação de temperatura de cada aquecedor sob diversas condições de aquecimento do conjunto foi prevista com boa concordância com as medidas experimentais. Naturalmente, nesse estudo a vazão mássica de ar no canal depende da potência total dissipada pelos aquecedores e dessa forma a matriz da função de Green discreta inversa também depende dessa potência.

Loiola (2013) efetuou uma análise numérica e experimental da transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução de dois aquecedores protuberantes fixados na placa inferior (substrato) de um duto retangular com escoamento forçado de ar. Nos testes experimentais, duas montagens foram realizadas, sendo uma delas com o substrato de acrílico e a

outra, com substrato de alumínio, para uma mesma faixa do número de Reynolds do escoamento no duto entre 1600 e 6500. Simulações numéricas foram realizadas utilizando uma geometria semelhante à da montagem experimental com o auxílio do pacote computacional PHOENICS, em um domínio tridimensional. Os coeficientes conjugados g_{ij}^+ dos dois aquecedores foram obtidos e com eles foi possível prever a temperatura dos aquecedores para uma condição arbitrária da taxa conjugada de perda de calor de cada aquecedor. Os resultados obtidos indicaram que para ambos os substratos os coeficientes conjugados se mostraram bastante adequados para estimar a temperatura dos aquecedores, além de representarem um coeficiente invariante do processo de transferência de calor conjugado por convecção forçada-condução.

A presente Tese tem como proposta realizar uma extensão do estudo numérico bidimensional em regime laminar realizado por Alves (2010). Será efetuada uma investigação experimental em um duto retangular contendo dois ou quatro aquecedores protuberantes que serão resfriados pelo mecanismo conjugado por convecção forçada-condução, resfriados por um escoamento incidente de ar em dois aquecedores. Além disso, será efetuada também uma investigação numérica tridimensional em regime turbulento numa configuração semelhante àquela da investigação experimental, porém com aquecedores rentes à superfície do duto.

2.1 Jatos colidentes

Muitos pesquisadores têm realizado simulações numéricas e testes experimentais a fim de avaliar a influência de jatos incidentes sobre placas aquecidas ou aquecedores discretos, observando assim o comportamento do coeficiente convectivo ao longo de um determinado domínio de interesse. Dessa forma, ao longo deste capítulo será realizada uma revisão da literatura com a finalidade de relatar estudos associados a jatos colidentes anteriormente ao presente trabalho. Embora neste trabalho o estudo seja direcionado a jatos confinados, uma revisão sucinta da literatura relacionada a jatos livres pode ser observada a seguir.

2.1.1 Jatos livres

Diversos estudos sobre as características do escoamento de jato de ar colidente, livre ou axialmente simétrico, têm sido apresentados por Donaldson e Snedeker (1971), Beltaos (1976), Martin (1977) e outros. Com base nesses trabalhos a distribuição de transferência de calor para jatos colidentes varia significativamente em forma e magnitude em relação aos diferentes parâmetros de teste. Revisões completas de transferência de calor para jatos colidentes são apresentadas por Martin (1977) e Polat *et al.* (1989).

Goldstein *et al.* (1986) obtiveram resultados experimentais do comportamento da distribuição da temperatura adimensional adiabática, chamada de fator de recuperação radial, e do coeficiente local de transferência de calor a partir de um jato de ar não confinado. Observou-se que o fator de recuperação apresenta uma dependência relativa do espaçamento entre o bocal e a placa e o diâmetro do jato (L/D), porém o mesmo independe da variação do número de Reynolds do escoamento. Segundo os resultados obtidos observou-se que para pequenos espaçamentos o fator de recuperação próximo da região de estagnação apresenta um ponto de mínimo. Para espaçamentos maiores do que cinco vezes o diâmetro do jato, o fator de recuperação pode ser maior do que um, pois ocorre a mistura do ar do jato com o ambiente que estão em temperaturas diferentes. Concluiu-se que a máxima transferência de calor ocorreu em duas configurações distintas, sendo que a primeira na região de estagnação para $L/D = 8$ e a segunda a duas vezes o diâmetro do jato para $L/D = 5$.

Danek e Moffat (1995) realizaram um estudo experimental caracterizado por um jato não confinado com aresta de $10,2 \text{ cm}^2$ que incide sobre uma placa sob condições de contorno distintas, ou seja, temperatura e fluxo de calor especificado. A distribuição do coeficiente de transferência de calor local e médio foi obtida utilizando duas razões de aspectos de 0,25 e 1,0, que correspondem à razão entre a distância do bocal até a placa incidente e o comprimento da aresta do bocal. Com a inserção de um promotor de turbulência alinhado ao centro do jato analisou-se o coeficiente convectivo local da superfície para uma faixa de vazão mássica de 0,03 a 0,15 kg/s. Os resultados obtidos foram comparados com aqueles sem a inserção do promotor de

turbulência. Os resultados com o uso do promotor de turbulência mostraram um aumento da transferência de calor de aproximadamente três vezes quando comparados com o caso do jato livre com a mesma vazão mássica e razão de aspecto. Isso ocorre porque o promotor de turbulência é constituído por chapas de alumínio inseridas na abertura de saída do jato, as quais se comportam como um conjunto de jatos retangulares, formando assim, para cada abertura, uma região de estagnação e, conseqüentemente, um aumento significativo do coeficiente de transferência de calor.

Bula *et al.* (2000) investigaram numericamente a transferência de calor de superfícies resfriadas por um jato de fluido com elevado número de Prandtl. Na simulação foi considerado um jato livre que colide perpendicularmente sobre um substrato sólido de espessura finita, contendo pequenas fontes de calor discretas sobre a superfície estudada. As equações de conservação da massa, momentum e conservação da energia foram resolvidas e a interface sólido-fluido foi modelada como um problema conjugado. Na interface sólido-fluido foi utilizada uma malha com distribuição não uniforme e o número de elementos nessas regiões foi determinado a partir de um estudo de refinamento de malha. Por meio dessa análise obteve-se o campo de temperatura, o campo de velocidade, as distribuições de pressão no fluido e o coeficiente de transferência de calor na interface sólido-fluido. Com base nos resultados obtidos observou-se a influência de diferentes parâmetros operacionais tais como a velocidade do jato, o fluxo de calor, a espessura e o material da placa. Verificou-se que o coeficiente de transferência de calor local é máximo no centro do disco e diminui gradualmente com o seu raio. A espessura do disco e a localização das fontes discretas mostraram forte influência sobre a temperatura máxima e o coeficiente de transferência de calor médio.

Por meio da utilização da analogia de transferência de calor e massa, Angioletti *et al.* (2003) realizaram um estudo experimental para determinar o coeficiente de transferência de calor local sobre uma superfície plana contendo naftaleno. Um sistema de aquisição de dados automatizado contendo um micrômetro media a taxa de transferência de massa de naftaleno devido à incidência do jato de ar sobre a superfície analisada. Os testes experimentais foram realizados para duas configurações distintas e uma faixa de número de Reynolds entre 1000 e 4000. Os resultados experimentais obtidos da distribuição do número de Nusselt local em função

da distância da região de estagnação foram comparados com resultados presentes na literatura. Observaram-se elevados valores do coeficiente de transferência de calor local em configurações que apresentam pequenos espaçamentos entre o bocal e a superfície de colisão. Um sistema de PIV (Particle image velocimetry) foi utilizado para analisar o comportamento instantâneo do campo de velocidades. Por meio das imagens obtidas foi possível evidenciar que o coeficiente de transferência de calor local é fortemente influenciado pelo impacto dos vórtices sobre a placa.

Para obter elevados coeficientes de transferência de calor local, O'Donovan e Murray (2007) utilizaram um jato de ar não confinado que incide sobre uma superfície plana aquecida. Esse estudo foi realizado para números de Reynolds de 10.000 a 30.000 e espaçamentos entre a superfície incidente e diâmetro do bocal do jato de 0,5 a 8. O principal objetivo desse trabalho foi correlacionar o aumento dos coeficientes de transferência de calor locais com as componentes de velocidades locais. Observou-se que para baixos espaçamentos, picos secundários nas distribuições de transferência de calor na direção radial ocorrem em razão de um aumento abrupto da turbulência na região do jato de parede. Por outro lado, concluiu-se que a magnitude do pico secundário na distribuição do número de Nusselt é mais influenciada pelas oscilações de velocidade normais à superfície colidente do que apenas pelas flutuações paralelas com a superfície (jato de parede).

Em outro estudo, O'Donovan e Murray (2008) investigaram experimentalmente a transferência de calor sobre uma superfície aquecida, por meio de um jato de ar que incide obliquamente a mesma. As distribuições médias do número de Nusselt sobre a superfície foram avaliadas para o número de Reynolds de 10.000 para várias configurações da distância do bocal em relação à superfície colidente e ângulo de incidência entre 30° a 90° da superfície de impacto. As medições da velocidade do escoamento foram relacionadas com as distribuições da transferência de calor ao longo da superfície de impacto. Observou-se que as características dos vórtices variaram consideravelmente com o ângulo de impacto e com a distância do bocal em relação à superfície colidente. Uma análise simultânea da transferência de calor e de medições das velocidades mostrou que as velocidades normais à superfície colidente apresentavam influência mais significativa sobre a transferência de calor da superfície estudada.

2.1.2 Jatos confinados

Um estudo experimental do coeficiente de transferência de calor e massa resultante da incidência de um jato retangular sobre uma superfície plana foi realizado por Sparrow e Wong (1975). Essa análise foi realizada com a determinação do coeficiente de transferência de massa através da utilização da técnica de sublimação de naftaleno na superfície estudada. Com a utilização da analogia de transferência de calor e massa esses resultados foram convertidos em um estudo de transferência de calor. Os testes experimentais foram realizados para cinco números de Reynolds entre 150 e 950. Para cada número de Reynolds a distância entre a saída do jato e a superfície da placa incidente foi variada de 2 a 20 vezes a abertura do jato. De modo geral, os resultados mostraram que os coeficientes de transferências diminuem com o aumento da distância entre o bocal e a superfície, para um mesmo número de Reynolds imposto ao bocal. Já com o aumento do número de Reynolds, houve uma tendência de aumento dos coeficientes de transferência de calor e massa. Dessa forma, Sparrow e Wong (1975) concluíram que o perfil de velocidade inicial imposto no bocal de saída do escoamento influenciava significativamente os coeficientes de transferência estudados na superfície de colisão.

Ichimiya e Hosaka (1992) apresentaram resultados experimentais da taxa de transferência de calor a partir de uma placa sujeita a um com fluxo de calor constante localizada na parte inferior de um canal retangular. Um conjunto de três jatos retangulares localizados na parte superior do canal resfriava a placa inferior aquecida contendo 125 termopares. A velocidade fluido (ar) na saída dos bocais foi considerada completamente desenvolvida para os casos estudados. Parâmetros adimensionais como o número de Reynolds ($Re = 500 - 8000$), passo de abertura entre os jatos e altura do canal foram variados. No caso de escoamento laminar para um único jato ($Re = 500$), foram obtidos resultados numéricos de um escoamento bidimensional, observando assim um único pico no número de Nusselt local no ponto de estagnação do escoamento. Ao utilizar o conjunto de jatos, observou-se um segundo pico local do número de Nusselt em razão da influência do fluxo dos jatos adjacentes e do passo, que influenciam no escoamento. Esse mesmo comportamento também foi constatado numericamente. Para o caso do escoamento turbulento utilizando um único jato ($Re = 8000$), observou-se o aparecimento de um

único pico que se deslocava de acordo com a variação da distância entre o bocal de saída do jato e a placa incidente. O mesmo comportamento foi observado quando se utilizaram três jatos colidindo sobre a placa incidente. Os três picos no número de Nusselt correspondentes aos três jatos, deslocaram-se a jusante com o aumento da distância entre o bocal e a placa incidente.

Uma continuidade do trabalho de Ichimiya e Hosaka (1992) foi apresentado por Kunugi *et al.* (1993), no qual foi efetuada uma análise numérica e experimental para o caso constituído por um único jato retangular com escoamento turbulento ($Re = 8000$). Inicialmente alguns testes experimentais foram realizados variando a distância adimensional entre o bocal de saída do jato e a superfície da placa incidente, nos quais foram visualizadas as condições do escoamento na superfície incidente por meio de uma película de óleo. Posteriormente, realizou-se um estudo numérico em que foi utilizado o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ não linear para o campo do escoamento e um modelo de fluxo de calor para o campo de energia. Os resultados experimentais mostraram que ao longo da placa incidente ocorrem dois valores máximos do número do Nusselt local. No entanto, os valores numéricos obtidos não previram o segundo ponto de máximo ocorrido. Portanto, não foi possível concluir se esse fato é devido ao efeito da turbulência ou meramente devido à melhora da estimativa da viscosidade turbulenta pelo método de turbulência utilizado.

Huber e Viskanta (1994) estudaram a magnitude e a uniformidade do coeficiente de transferência de calor convectivo, tanto local quanto médio, de um conjunto de jatos circulares axialmente simétricos e confinados, incidindo sobre uma superfície plana isotérmica. A partir desse dispositivo foi possível avaliar os efeitos do espaçamento entre os jatos, espaçamento entre o jato e a superfície da placa (H/D) e as saídas de ar localizadas entre os orifícios dos jatos. Os resultados mostraram um elevado número de Nusselt médio para uma dada distância entre o jato e placa, utilizando uma distribuição uniforme dos jatos sobre a superfície de colisão. Para o caso em que $H/D = 6$, o conjunto de jatos incidentes após a colisão causou a degradação do coeficiente de convecção quando comparado com um único jato incidente. Entretanto, para a relação $H/D = 1$, a interferência dos jatos adjacentes foi minimizada e o número de Nusselt foi similar quando comparado com os valores obtidos para um único jato. Para valores de $H/D \leq 1$, observou-se o surgimento do segundo valor máximo do coeficiente convectivo local, o qual se

comporta de maneira semelhante tanto no caso de um único jato quanto para múltiplos jatos. Nos estudos realizados mostraram também que as saídas de ar localizadas entre os orifícios dos jatos produziram um aumento na transferência de calor em razão de minimizar a interferência dos jatos adjacentes na região de jato de parede que degradam o coeficiente convectivo.

Um estudo numérico desenvolvido por Behnia *et al.* (1999) utilizou um modelo de turbulência para simular e comparar a influência de duas configurações de escoamento de um jato de ar, confinado e não confinado, no processo de transferência de calor. O modelo foi validado por um conjunto de dados experimentais disponíveis na literatura. Os resultados foram obtidos para diferentes valores de números de Reynolds e diferentes distâncias entre o jato e a placa incidente. Os efeitos do confinamento no comportamento local de transferência de calor foram determinados. Demonstrou-se que o confinamento leva a uma diminuição das taxas de transferência de calor média, mas a transferência de calor local no ponto de estagnação é inalterada. O efeito do confinamento só é significativo em configurações em que a razão H/D for menor do que 0,25. Por outro lado, de acordo com os resultados obtidos, foi possível observar que o perfil de velocidade imposta ao bocal afeta fortemente a taxa de transferência de calor, especialmente na região de estagnação.

Um estudo relativo ao resfriamento de um micro-processador de computadores portáteis foi apresentado por Guarino e Manno (2002), incluindo todos os componentes internos de uma Unidade Central de Processamento (CPU) padrão. Simulações numéricas 3D foram realizadas por meio da técnica de Volumes Finitos utilizado para resolver o campo de velocidade e temperatura por meio do pacote computacional Flotherm. Foram considerados também os efeitos da radiação e da convecção natural, a qual apresentou certa influência em configurações quando $Gr/Re^2 > 5$. Com a utilização de um único jato de ar quadrado que colide sobre a superfície do microprocessador, alguns parâmetros de interesse como o espaçamento entre o jato e a superfície colidente e o número de Reynolds foram variados. Esse estudo foi dividido em duas etapas: a primeira apresentou um estudo de um jato sob um aquecedor considerando um compartimento (CPU) simplificado; a segunda, considerou uma configuração representativa de uma CPU completa, ou seja, levando em consideração todos os componentes internos de um computador portátil. Os resultados desse estudo mostraram a eficiência da utilização de jatos no aumento da

transferência de calor, principalmente quando combinados com outros dispositivos de transferência de calor tais como o *Heat Pipe*. Esse, resultou no melhor desempenho térmico de aproximadamente 111°C para um microprocessador dissipando aproximadamente 10W. Concluiu-se que a suposição de regime permanente para todos os componentes internos do compartimento não é realista, visto que na maioria das aplicações cada um dos componentes é energizado quando necessário e o sistema de ventilação é ativado ciclicamente para a economia de energia. Dessa forma, nos estudos realizados as temperaturas provavelmente apresentaram valores superestimados em vários graus.

Em um estudo numérico, Dagtekin e Oztop (2008) investigaram o efeito de dois jatos retangulares, posicionados longitudinalmente em relação ao escoamento, que incidem sobre a superfície inferior do duto com temperatura especificada. Neste modelo bidimensional, o lado esquerdo do duto apresentava uma parede vertical que limitava o escoamento, canalizando todo fluxo para a saída do duto no lado direito. Os efeitos do número de Reynolds dos jatos, o espaçamento entre os jatos e a distância entre o jato até a superfície incidente foram analisados. Os efeitos da gravidade e transferência de calor por radiação foram desprezados e os resultados numéricos foram obtidos em regime permanente para baixos valores de número de Reynolds ($Re = 100 - 1000$). Os resultados deste estudo mostraram que com o aumento do número de Reynolds, a camada limite térmica sobre a superfície aquecida torna-se mais fina, favorecendo o aumento da taxa de transferência de calor. Observou-se um pico do número de Nusselt no ponto de estagnação resultando em maiores taxas de transferência de calor, porém com o aumento do espaçamento entre o jato e a superfície incidente observou-se uma diminuição dos valores do número Nusselt local. Conclui-se que a diminuição do espaçamento entre os jatos torna o efeito do segundo jato desprezível, pois o fluxo do primeiro jato inibe o impacto do segundo na superfície aquecida, o que resulta na menor taxa de transferência de calor.

Marchi Neto e Altemani (2012) realizaram um estudo numérico das características de transferência de calor de duas geometrias tridimensionais associado ao resfriamento de dois aquecedores rentes isotérmicos fixados na placa inferior de dois dutos. A primeira configuração consistiu em um escoamento no interior de um duto com perfil de velocidade e temperatura de entrada uniforme. Na segunda configuração, o resfriamento dos aquecedores foi obtido através de

dois escoamentos de ar, de seção quadrada, localizados na placa superior do duto acima dos aquecedores. As simulações numéricas 3D foram realizadas por meio da técnica de Volumes Finitos utilizado para resolver o campo de velocidade e temperatura por meio do pacote computacional PHOENICS. Os resultados foram apresentados para uma faixa do número de Reynolds de 500 a 9000. Um estudo comparativo entre as geometrias foi realizado, avaliando a variação de pressão e a obtenção do número de Nusselt médio em cada caso estudado. Os resultados mostraram que, para as mesmas condições de fluxo de ar de entrada e temperatura de aquecimento, a potência dissipada nos aquecedores para a configuração utilizando jatos é aproximadamente 47% superior à configuração do escoamento no interior do duto, dentro da faixa do número de Reynolds investigada.

No caso da utilização de jatos confinados envolvendo a transferência de calor de componentes eletrônicos, observou-se que não há trabalhos numéricos e experimentais relativos à determinação de descritores invariantes de problemas conjugados por convecção forçada-condução presentes na literatura. Dessa forma, surgiu o interesse em desenvolver esse estudo nesta Tese.

3 MODELAGEM NUMÉRICA

Neste capítulo serão descritas a técnica de obtenção dos resultados numéricos do presente trabalho a partir de um pacote computacional comercial, bem como a modelagem adotada do escoamento turbulento e as simplificações assumidas. Os resultados numéricos deste trabalho foram obtidos após uma investigação numérica comparativa com alguns resultados apresentados na literatura. Foram considerados o escoamento e a troca convectiva de calor nos casos de escoamento entre placas paralelas e de jatos bidimensionais incidentes numa superfície plana. A boa concordância entre os resultados motivou a sequência do trabalho numérico considerando escoamentos tridimensionais colidentes na superfície interna de um duto retangular com aquecedores discretos. Serão descritas neste caso a geometria utilizada, a malha numérica adotada e as condições de contorno assumidas.

3.1 Simulações numéricas

Para a simulação numérica do escoamento e obtenção de parâmetros relativos à troca convectiva e conjugada (convecção forçada-condução) de calor, utilizou-se o pacote computacional PHOENICS (© 2009 CHAM Ltd.), no qual as equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear e energia (Equações (3.1), (3.2) e (3.3)) foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes de controle (Patankar, 1980).

As Equações (3.1), (3.2) e (3.3) são apresentadas na forma indicial para coordenadas cartesianas. As coordenadas espaciais são representadas por x_i e x_j , as componentes de velocidade média temporal local nessas direções são indicadas por u_i e u_j e a pressão e temperatura são representadas, respectivamente, por P e T . As propriedades do fluido são indicadas pela densidade ρ , a viscosidade cinemática ν e a difusividade térmica α . As difusividades turbulentas ε_M e ε_H foram obtidas do modelo de turbulência LVEL, descrito por Spalding *et al.* (1996). O número de Prandtl turbulento, relacionando estas duas difusividades, foi considerado igual a um.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \varepsilon_M) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha + \varepsilon_H) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3.3)$$

Nas simulações numéricas os escoamentos foram considerados tanto no regime laminar quanto no turbulento. O modelo de turbulência LVEL utilizado nas simulações foi aquele implementado no pacote computacional PHOENICS.

3.1.1 Modelo de turbulência LVEL

O modelo LVEL implementado no pacote computacional PHOENICS utiliza o conceito da viscosidade efetiva local num escoamento, relacionada com a velocidade, a viscosidade do fluido e com a distância até as paredes próximas. Ele está baseado numa relação desenvolvida por Spalding (1961) para o perfil de velocidade na camada limite turbulenta. Ela apresenta uma correlação única entre a distância adimensional da parede $y^+ = (y v^* / \nu)$ e o perfil universal da componente adimensional de velocidade paralela a uma parede $u^+ = u / v^*$ na subcamada viscosa, intermediária e totalmente turbulenta (Equação (3.4)). Nas definições de u^+ e y^+ , v^* representa a velocidade de atrito, definida por $(\tau_w / \rho)^{1/2}$, onde τ_w indica a tensão de cisalhamento junto à superfície sólida.

$$y^+ = u^+ + \frac{1}{E} \left[\exp(Ku^+) - 1 - Ku^+ - \frac{1}{2}(Ku^+)^2 - \frac{1}{6}(Ku^+)^3 - \frac{1}{24}(Ku^+)^4 \right] \quad (3.4)$$

Na Equação (3.4), o modelo LVEL considera a constante de Von Kármán (K) igual a 0,417 e a constante E igual 8,6.

Uma viscosidade efetiva total pode ser definida e expressa na forma adimensional por:

$$\nu^+ = (\nu + \varepsilon_M)/\nu \quad (3.5)$$

A tensão de cisalhamento na região próxima à parede é praticamente igual a τ_w , de modo que,

$$\frac{\tau_w}{\rho} = (\nu + \varepsilon_M) \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.6)$$

Exprimindo a Equação (3.6) em termos das variáveis u^+ e y^+ ,

$$\nu^+ = \frac{dy^+}{du^+} \quad (3.7)$$

Utilizando a Equação (3.4), no lado direito da Equação (3.7), a viscosidade efetiva pode ser expressa por:

$$\nu^+ = 1 + \frac{K}{E} \left[\exp(Ku^+) - 1 - Ku^+ - \frac{1}{2}(Ku^+)^2 - \frac{1}{6}(Ku^+)^3 \right] \quad (3.8)$$

Na região muito próxima da parede, ou seja, na subcamada viscosa, a Equação (3.8) fornece $\nu^+ = 1$. Já na região mais afastada da parede, ou seja, para valores de u^+ na região do perfil logarítmico de velocidade, a Equação (3.8) fornece $\nu^+ = Ky^+$. O segundo termo à direita dessa equação representa a parcela da viscosidade efetiva adimensional ν^+ associada aos efeitos

da turbulência. Devido a estas características, esse modelo permite a integração numérica das equações de conservação até as paredes que delimitam a região de escoamento apenas com a determinação da distância (y) de cada ponto nodal da grade numérica até a parede, obtida através do uso do modelo LVEL do PHOENICS.

O modelo LVEL pode ser utilizado no cálculo de escoamentos laminares no caso em que a viscosidade turbulenta é nula ($\varepsilon_M = 0$), ou seja, escoamentos em que a viscosidade adimensional ν^+ torna-se unitária, conforme observado nos testes numéricos realizados na Seção 3.2.

3.2 Testes numéricos preliminares

Alguns testes numéricos preliminares foram realizados com o objetivo de comparação com resultados disponíveis na literatura. Neste trabalho os testes numéricos foram realizados em um computador com processador *Intel® Core™ i7-2600* de 3,4 GHz e 8 GB de memória RAM, utilizando o pacote computacional PHOENICS.

3.2.1 Escoamento laminar entre placas paralelas

A configuração deste problema está indicada na Figura 3.1, com o escoamento desenvolvido e a transferência de calor convectiva considerando placas isotérmicas a T_w . Esse problema possui soluções analíticas, como aquelas apresentadas por Kays e Crawford (1993). Essas soluções foram comparadas com os resultados numéricos obtidos, considerando tanto o modelo de escoamento laminar quanto o modelo LVEL, para verificar a validade de sua aplicação em escoamentos laminares.

Os dois modelos foram comparados segundo os números de Nusselt local e médio, definidos com base na temperatura média de mistura para um escoamento desenvolvido,

considerando a região de entrada térmica. As correlações apresentadas por Kays e Crawford (1993) estão ilustradas nas Equações (3.9) e (3.10):

$$Nu_x = h_x \frac{2H}{k} = \frac{q_x''}{(T_w - T_{m,x})} \frac{2H}{k} = \frac{\sum_{n=0}^{\infty} G_n \exp(-\lambda_n^2 x^+)}{2 \sum_{n=0}^{\infty} (G_n / \lambda_n^2) \exp(-\lambda_n^2 x^+)} \quad (3.9)$$

$$Nu_m = h_m \frac{2H}{k} = \frac{1}{2x^+} \ln \left[\frac{1}{8 \sum_{n=0}^{\infty} (G_n / \lambda_n^2) \exp(-\lambda_n^2 x^+)} \right] \quad (3.10)$$

A posição adimensional (x^+) ao longo do duto é expressa por:

$$x^+ = \frac{2(x/D_h)}{Re_{2H} Pr} \quad (3.11)$$

A Tabela 3.1 fornece as constantes e autovalores das Equações (3.9) e (3.10).

Tabela 3.1– Autovalores e constantes λ_n^2 e G_n (Kays e Crawford, 1993).

n	λ_n^2	G_n
0	15,09	1,717
1	171,3	1,139
2	498	0,952
>2	$\left(16 n \sqrt{\frac{1}{3}} + \frac{20}{3} \sqrt{\frac{1}{3}} \right)^2$	$2,68 \lambda_n^{-1/3}$

A Figura 3.1 ilustra as dimensões e as condições de contorno impostas ao modelo físico bidimensional constituído de duas placas paralelas isotérmicas com $T_w = 40^\circ C$, entre as quais escoia ar como fluido de trabalho a uma temperatura de entrada $T_e = 20^\circ C$. Considerou-se um perfil desenvolvido de velocidade na entrada do duto, com velocidade média $V_{m,z} = 0,386 \text{ m/s}$,

caracterizando um escoamento em regime laminar com número de Reynolds $Re_{2H} = V_{m,z}(2H/\nu) = 1000$ e $Pr = 0,707$.

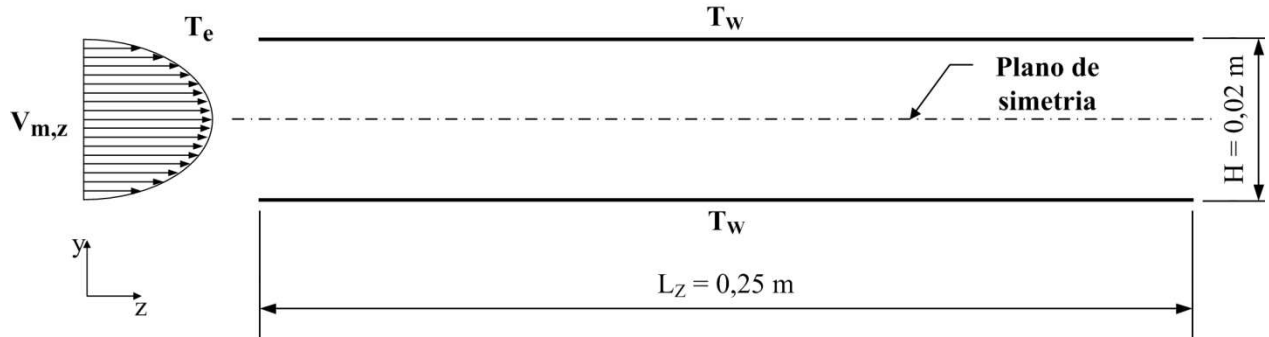


Figura 3.1 – Geometria e condições de contorno do escoamento no canal de placas isotérmicas.

Considerando a simetria geométrica e térmica do problema, conforme indicado na Figura 3.1, e com o objetivo de minimizar o tempo computacional, o domínio utilizado na simulação foi um canal com metade da altura, $H' = 0,01\text{ m}$. Na simulação realizada, utilizou-se uma malha bidimensional não uniforme na direção y e uniforme na direção z , com 250 volumes de controle igualmente espaçados.

A Tabela 3.2 apresenta os valores de Nu_m obtidos a partir de um estudo de refinamento de malha foi feito na direção y , junto à parede isotérmica. Cada malha foi concentrada próximo à parede do duto de forma crescente em progressão geométrica de razão $r = 1,3$. As colunas relacionadas às porcentagens correspondem à comparação entre o número de Nusselt médio obtido através da correlação de Kays e Crawford (1993) e o valor obtido numericamente. Nota-se que os números de Nusselt médios calculados através das simulações numéricas (laminar e LVEL) são aproximadamente iguais entre si, apresentando uma diferença média de aproximadamente 0,01% nos casos estudados. Comparando as diferenças percentuais entre a correlação e as simulações numéricas, observa-se que os resultados do modelo LVEL possuem melhor concordância com a correlação analítica do que o modelo de escoamento laminar. Esse fato ocorre a partir do refinamento de malha maior ou igual a 20 na direção y .

Tabela 3.2 – Comparação entre o número de Nusselt médio obtido numericamente e a correlação de Kays e Crawford (1993).

Ny	Simulação numérica		Correlação Eq. (3.10)	Comparação entre a correlação e a simulação numérica	
	Nu _m (Lam.)	Nu _m (LVEL)	Nu _m	% (Corr.-Lam.)	% (Corr.-LVEL)
10	10,12481	10,12594	10,10390	0,207	0,218
20	10,10661	10,10654	10,10390	0,027	0,026
30	10,10561	10,10405	10,10390	0,017	0,001
40	10,10298	10,10321	10,10390	0,009	0,007

A Figura 3.2 apresenta o comportamento do número de Nusselt médio, baseado na temperatura média de mistura, em função do refinamento de malha na direção y. Observa-se que a partir de $Ny = 20$ não há diferença significativa entre os números de Nusselt médio da correlação e os valores numéricos. Estes resultados indicam que o modelo de turbulência LVEL fornece resultados confiáveis mesmo se tratando de um escoamento em regime laminar.

A Figura 3.3 apresenta uma comparação entre os resultados numéricos do modelo LVEL, para $Re_{2H} = 1000$ e $Ny = 30$, com aqueles da Equação (3.9) para o número de Nusselt local. As duas curvas apresentam o mesmo comportamento e são praticamente coincidentes ao longo do escoamento entre as placas paralelas. O desvio máximo relativo entre esses resultados foi de 0,9% para $Z = 0,011\text{ m}$.

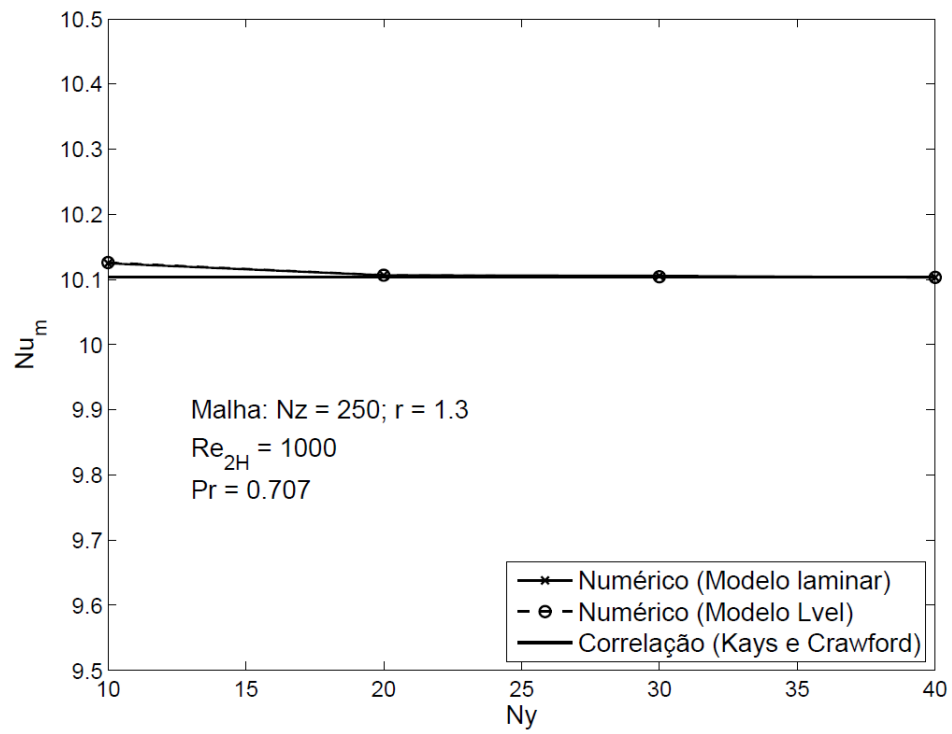


Figura 3.2 – Número de Nusselt médio em função do refinamento de malha na direção y.

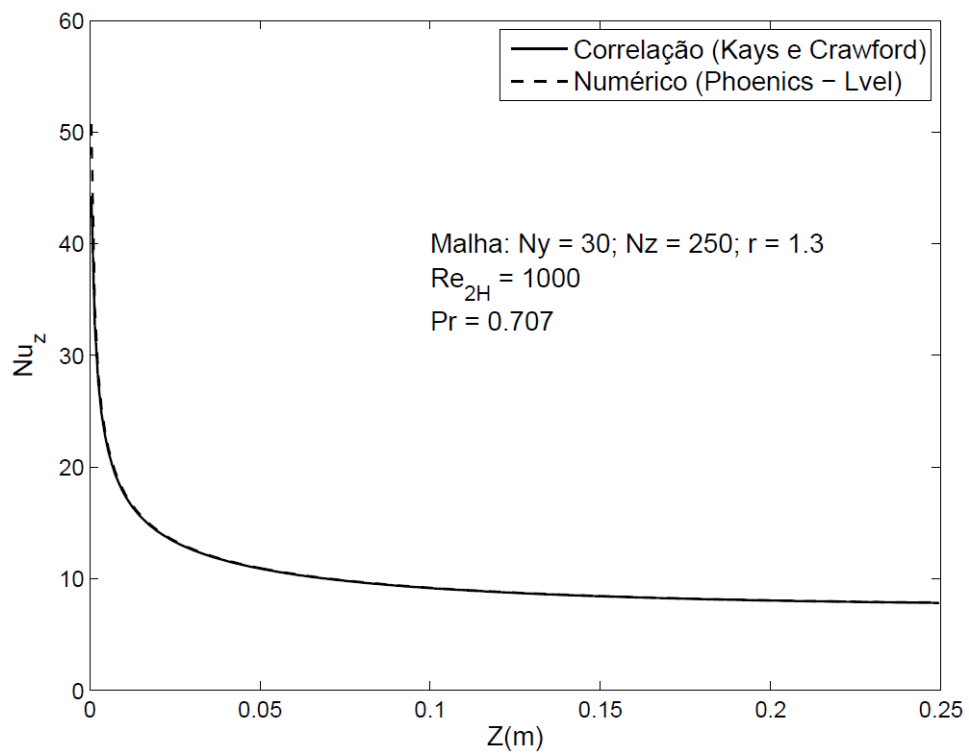


Figura 3.3 – Número de Nusselt local na região de entrada térmica.

3.2.2 Jatos colidentes bidimensionais

Diversos pesquisadores efetuaram simulações numéricas e medições experimentais para obter o coeficiente convectivo local de jatos incidentes sobre superfícies aquecidas. Os trabalhos de Ichimiya e Hosaka (1992), Wheeler e Neti (1999) e Guarino e Manno (2002) apresentaram resultados experimentais e numéricos associados ao resfriamento convectivo de uma placa com fluxo uniforme de calor na superfície inferior de um canal de placas paralelas. Um escoamento descendente, a partir da placa superior com perfil parabólico, incide na placa inferior sendo canalizado a jusante entre as placas, como mostrado na Figura 3.4.

Simulações numéricas do escoamento e da troca convectiva de calor para a configuração mostrada na Figura 3.4 foram realizadas, novamente utilizado o pacote computacional PHOENICS e os dois modelos de escoamento (laminar e LVEL), considerando o ar como fluido de trabalho.

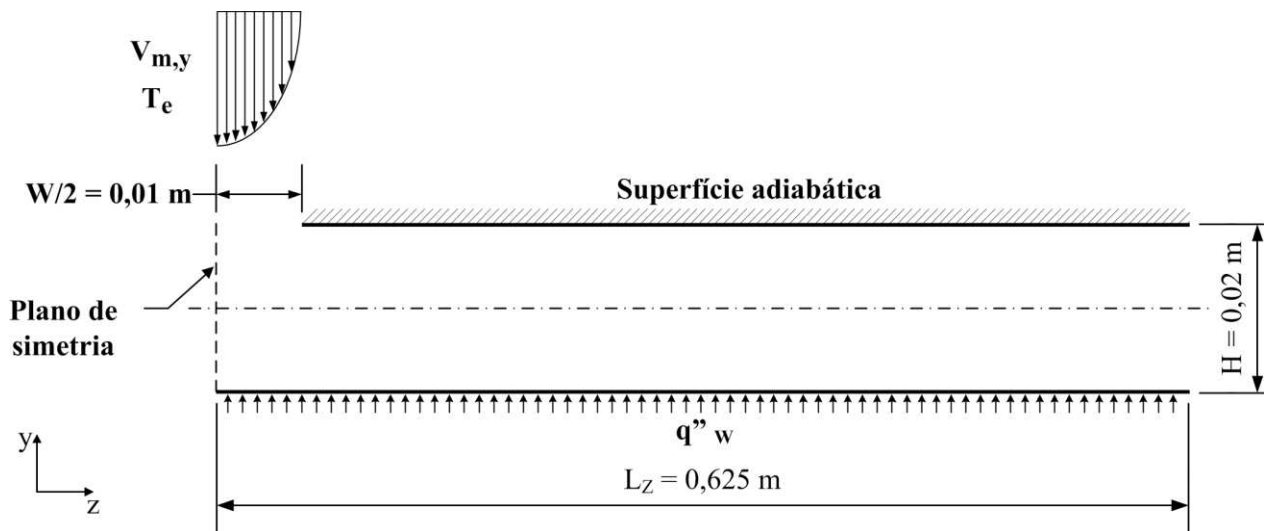


Figura 3.4 – Geometria e as condições de contorno do jato colidente confinado.

Nestas simulações foi considerado um plano de simetria do escoamento com uma altura $H = 0,02 \text{ m}$ entre as placas, comprimento $L_z = 0,625 \text{ m}$ e uma abertura $W/2 = 0,01 \text{ m}$ na superfície superior. Através dessa abertura, um jato de ar na direção vertical entrava no domínio

com perfil parabólico de velocidade e temperatura $T_e = 20^\circ\text{C}$. A velocidade média de entrada $V_{m,y} = 0,386 \text{ m/s}$ corresponde a um escoamento inicialmente laminar ($Re_w = V_{m,y}(W/\nu) = 500$), dirigido para a superfície inferior do duto, que possui um fluxo uniforme de calor $q''_w = 500 \text{ W/m}^2$.

Com base no estudo de refinamento de malha do caso anterior, foram utilizados nesta nova simulação 60 pontos nodais na direção y, com uma distribuição não uniforme e concentrada junto às paredes do canal ($r = 1,3$).

A Figura 3.5 apresenta as distribuições do número de Nusselt local, $Nu_z = (q''_w / (T_{w,z} - T_e)) \cdot 2W/k$, obtidas numericamente segundo os modelos de escoamento laminar e o LVEL. As duas curvas obtidas foram comparadas com dados experimentais e numéricos da literatura ao longo dos primeiros 0,2 m do canal, a partir do plano de simetria. Foram utilizados 160 volumes de controle na direção da coordenada z, sendo que 20 deles foram espaçados uniformemente na região de entrada do jato e os demais distribuídos ao longo de todo o domínio de forma não uniforme. Para obter uma distribuição contínua na interface das malhas foi utilizado como referência o tamanho do volume de controle da malha uniforme para estabelecer a razão da progressão geométrica da malha não uniforme utilizada ($r = 1,4$).

Nota-se na Figura 3.5 que as curvas obtidas numericamente apresentam um comportamento semelhante aos resultados numéricos obtidos por Wheeler e Neti (1999) e Guarino e Manno (2002). Por outro lado, na região de entrada do jato observa-se que os modelos simulados (laminar e LVEL) apresentam um comportamento mais próximo dos resultados experimentais obtidos por Ichimiya e Hosaka (1992).

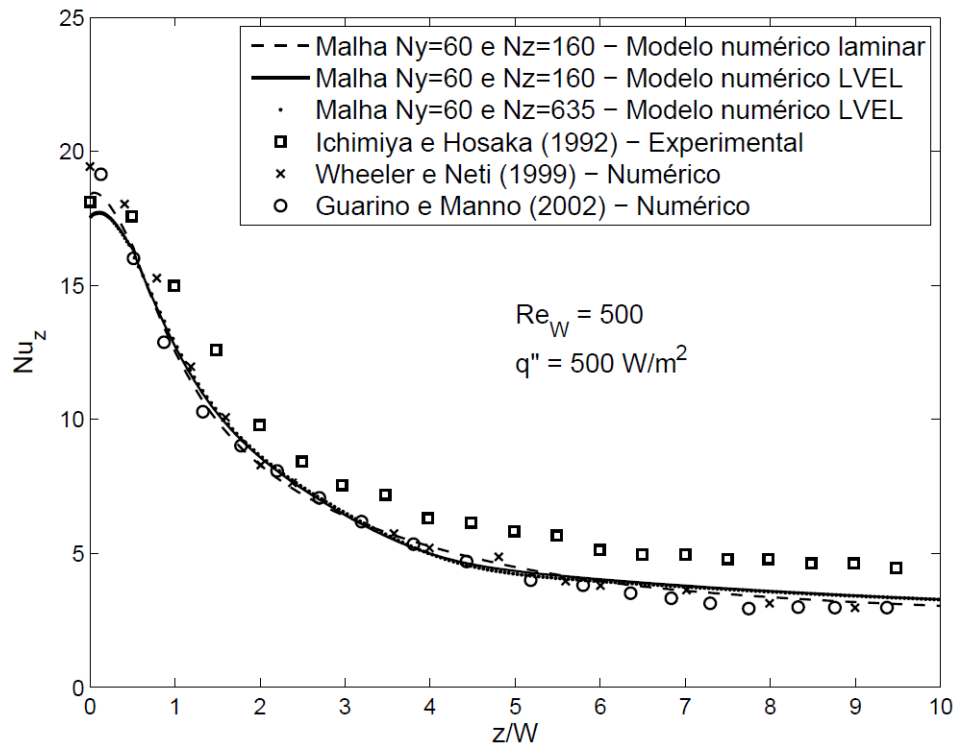


Figura 3.5 – Comparação do número de Nusselt local com trabalhos da literatura.

Para o caso utilizando o modelo LVEL foi verificado a influência do número de volumes de controle na direção z (Figura 3.5). Observa-se que a malha previamente estabelecida ($Nz = 160$) apresenta resultados satisfatórios devido à independência dos valores obtidos com o refinamento da malha, utilizando 635 volumes de controle na direção z .

Comumente observa-se na literatura que muitos pesquisadores tratam os jatos colidentes classificando-os como um escoamento plenamente laminar ou então turbulento sobre todo o domínio considerado. Por outro lado, Sparrow e Wong (1975) apresentaram uma argumentação que considera a transição do escoamento do jato inicialmente laminar se tornar turbulento após deixar o bocal de saída. Esse fato foi explicado considerando que o jato emerge do bocal de saída e entra em contato com o fluido (ar), que se encontra inicialmente quiescente, caracterizando uma zona de mistura. Essa zona de mistura é formada devido ao elevado gradiente de pressão a qual pode ser amplificada com o impacto do jato sobre a superfície colidente (Figura 1.2). Após a colisão do jato sobre a superfície inicia-se a região do jato de parede, onde o comportamento do escoamento pode ser atenuado ou amplificado de acordo com a geometria estudada e o número

de Reynolds imposto inicialmente. Dessa forma, os resultados a serem ilustrados serão referentes apenas ao modelo numérico LVEL, visto que esse modelo engloba toda a faixa do regime de escoamento laminar e turbulento (Seção 3.1.1).

3.3 Jatos colidentes tridimensionais

De acordo com a revisão da literatura apresentada no Capítulo 2, muitos trabalhos relatam valores elevados do coeficiente de transferência de calor quando a distância entre o jato e a superfície de colisão varia de 2 a 20 vezes o diâmetro da abertura do jato. Isso ocorre em razão da velocidade máxima ocorrer no final do núcleo potencial. Entretanto, nos casos utilizados para o resfriamento de componentes eletrônicos, normalmente depara-se com geometrias extremamente compactas não obtendo assim uma distância suficiente entre o jato e a superfície colidente. Esse fato impede que o núcleo potencial se desenvolva por completo e ocorra a máxima taxa de transferência de calor (Danek e Moffat, 1995). Dessa forma, a alternativa adotada ao longo dos anos pelos pesquisadores foi a inserção de promotores de turbulência, ou geometrias complexas que tornam o escoamento turbulento, suprimindo a necessidade de geometrias com razão de aspecto elevada ($2 \leq H/W \leq 20$).

Com base nessas informações, será apresentado um estudo numérico referente a um duto retangular tridimensional com altura $H = 0,02\text{ m}$, largura $L_x = 0,16\text{ m}$ e comprimento $L_z = 0,25\text{ m}$. O duto estudado, ilustrado na Figura 3.6, apresenta uma parede de fechamento no plano $z = 0$, canalizando o escoamento até a saída ($z = L_z$), na tentativa de induzir um escoamento turbulento devido à baixa razão de aspecto utilizada ($H/W = 0,5$).

3.3.1 Estudo do refinamento de malha

O modelo numérico utilizado neste trabalho é semelhante à montagem experimental. A principal diferença é que no modelo estudado os aquecedores foram considerados rentes à

superfície inferior do duto e na montagem apenas protuberantes nas mesmas posições. Essa alteração foi efetuada após um conjunto inicial de simulações, em razão da dificuldade de convergência encontrada e o elevado tempo computacional consumido nas tentativas das simulações com aquecedores protuberantes.

Conforme ilustrado na Figura 3.6, o modelo tridimensional é constituído por dois jatos de ar com perfis uniformes de velocidade (V_y) e temperatura de entrada $T_e = 18^\circ C$, que saem de duas aberturas quadradas, na superfície superior do duto, com aresta $W = 0,04\text{ m}$. Para estes testes, a velocidade uniforme de saída do jato na direção vertical era $V_y = 0,193\text{ m/s}$. Esta velocidade corresponde a um valor do número de Reynolds do escoamento, $Re = (V_y W / \nu)$ igual a 500, associado a um escoamento inicialmente laminar. No estudo inicial de refinamento da malha numérica, dois aquecedores rentes foram centralizados abaixo dos jatos na superfície de incidência, com aresta $a = 0,05\text{ m}$. Eles foram considerados isotérmicos com temperatura $T_w = 22^\circ C$. Todas as demais superfícies que delimitam o modelo físico em questão foram consideradas adiabáticas.

O escoamento foi considerado em regime permanente, com a condição de não deslizamento nas interfaces sólido-fluido. As propriedades físicas do ar foram consideradas constantes e baseadas na temperatura média de $20^\circ C$. Os efeitos da convecção natural e os efeitos associados à radiação térmica foram desprezados.

Observa-se na Figura 3.6 que o modelo numérico simulado é semelhante ao duto montado experimentalmente diferindo apenas no comprimento do duto de $0,25\text{ m}$ na direção z , pois foi verificado que não há recirculação na seção de saída do escoamento. Nesta seção ($z = 0,25\text{ m}$) as variáveis calculadas eram estabelecidas a partir dos valores calculados numericamente na malha imediatamente a montante no domínio estudado. O próprio pacote computacional PHOENICS efetua esses ajustes.

Com o objetivo de minimizar o tempo computacional e considerando que o escoamento no interior do duto ocorra de forma simétrica em relação ao plano de simetria indicado na Figura 3.6, o domínio utilizado na simulação computacional foi apenas a metade do comprimento L_x .

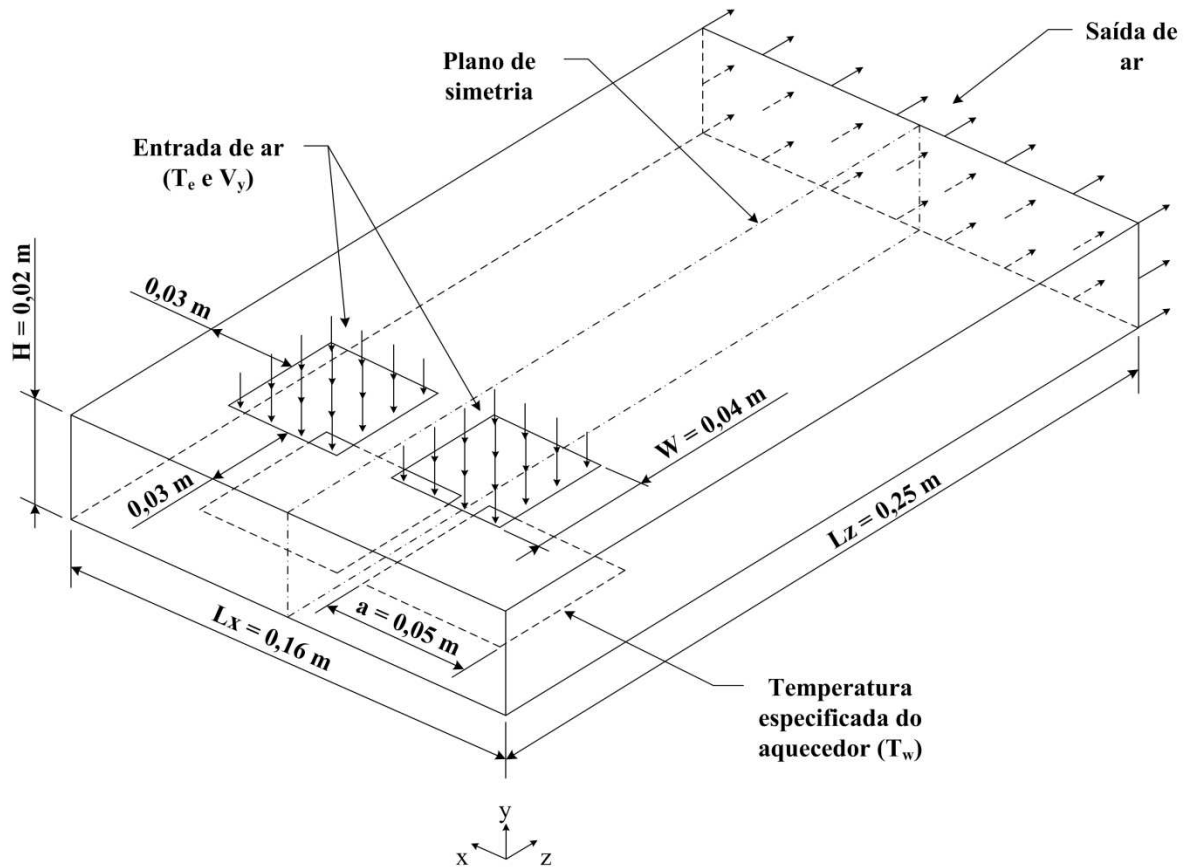


Figura 3.6 – Geometria e dimensões envolvidas no estudo de malha.

Com a finalidade de obter uma malha computacional adequada, de modo que reproduza resultados numéricos independentes da grade computacional, um estudo numérico foi realizado com a utilização do pacote computacional PHOENICS. Devido ao tempo computacional elevado para a convergência de cada teste numérico, por se tratar de um modelo tridimensional, os resultados foram obtidos utilizando o método de extrapolação de Richardson, que necessita de três malhas distintas, conforme o procedimento recomendado por Celik (2012). Nas direções coordenadas (x, y, z) , a malha menos refinada continha respectivamente $(64 \times 20 \times 100)$ volumes de

controle. A malha intermediária possuía (128x40x200) volumes de controle e a malha mais refinada apresentava (256x80x400) volumes de controle.

O critério de escolha da malha restringiu-se na obtenção de resultados da taxa de transferência de calor praticamente independentes da malha computacional com erros menores que 1%. Dessa forma, a malha obtida considerando todo o duto foi de 92x40x140 volumes de controle. Nas regiões próximas das paredes e dos aquecedores foram utilizadas malhas com espaçamento não uniforme devido aos elevados gradientes presente. A Figura 3.7 ilustra a malha computacional utilizada em cada uma das direções.

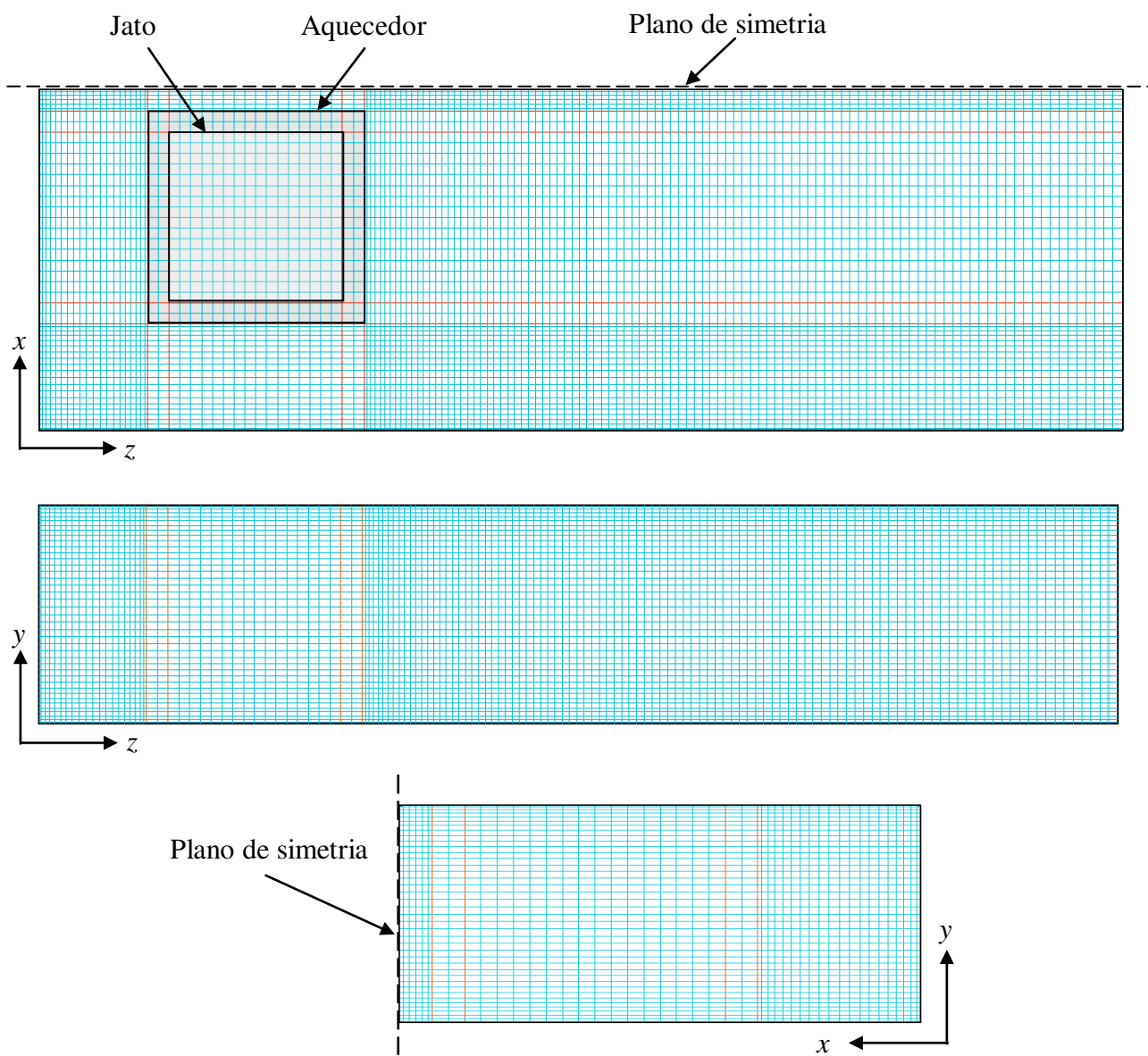


Figura 3.7 – Malha computacional não uniforme selecionada.

3.3.2 Procedimento numérico

Com a malha computacional determinada foi iniciado o processo de obtenção dos coeficientes conjugados invariantes (g_{ij}^+) por convecção forçada-condução para um substrato de

acrílico e posteriormente para um substrato de alumínio. Foram obtidos resultados numéricos para dois e quatro aquecedores rentes no interior do duto.

Por se tratar da mesma geometria do duto, tanto para a configuração contendo dois aquecedores, quanto quatro aquecedores, optou-se por ilustrar apenas a configuração com quatro aquecedores. Dessa forma, a Figura 3.8 apresenta a configuração com quatro aquecedores rentes equidistantes 10 mm entre si e posicionados sobre um substrato de 2 mm de espessura, que pode ser de acrílico ou alumínio. Os aquecedores (1) e (2) estão centralizados abaixo das aberturas dos jatos na superfície superior. Como descrito na Seção 3.3.1, a aresta dos dois jatos é igual a $W = 0,04\text{ m}$ e eles entram no duto com velocidade e temperatura uniformes, sendo $T_e = 18^\circ\text{C}$. Na literatura as condições de entrada do jato no duto também são referidas como as condições de saída do jato. Os aquecedores rentes possuem aresta $a = 0,05\text{ m}$ e foram considerados isotérmicos com $T_w = 22^\circ\text{C}$. As propriedades físicas do ar foram consideradas constantes e baseadas na temperatura média de 20°C . A velocidade de saída dos jatos (V_y) foi variada com seis valores entre 0,5 e 3,2 m/s, correspondendo a uma variação do número de Reynolds do escoamento ($V_y W / \nu$) entre 1500 a 8500. Essa faixa de trabalho foi adotada a partir dos testes experimentais, considerando a capacidade do ventilador utilizado.

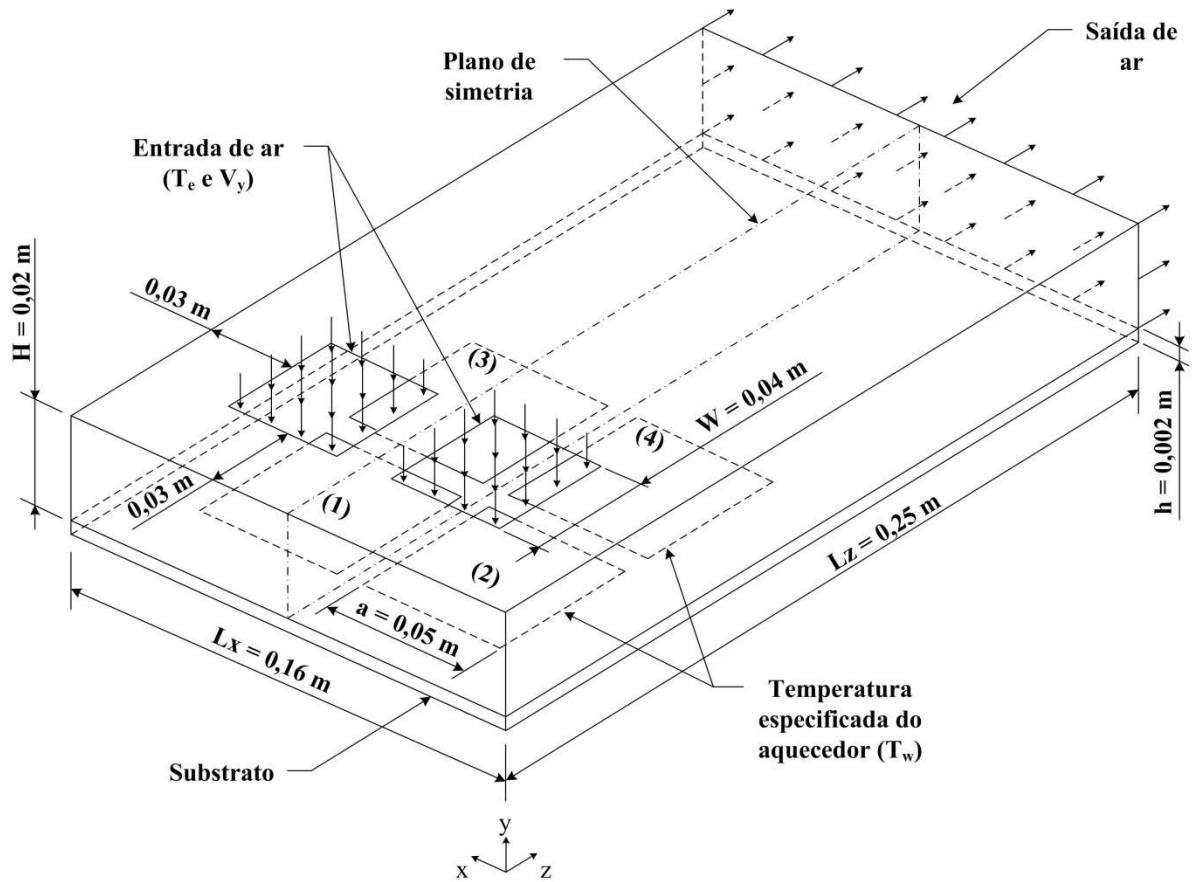


Figura 3.8 – Modelo numérico contendo quatro aquecedores rentes.

Os coeficientes conjugados (g_{ij}^+) indicam a influência do aquecimento de cada aquecedor nos demais em função do número de Reynolds avaliado. Por isso, o modelo numérico utilizado nas simulações computacionais deve abranger o domínio total sem a utilização do artifício da simetria do duto, conforme ilustrado na Figura 3.9.

Para as configurações contendo dois ou quatro aquecedores, a mesma malha computacional foi utilizada, com (92x48x140) volumes de controle não uniformes respectivamente nas direções coordenadas (x, y, z), conforme ilustrado na Figura 3.9. Devido à presença dos substratos considerados, com 2 mm de espessura, oito volumes de controle foram adicionados na direção y.

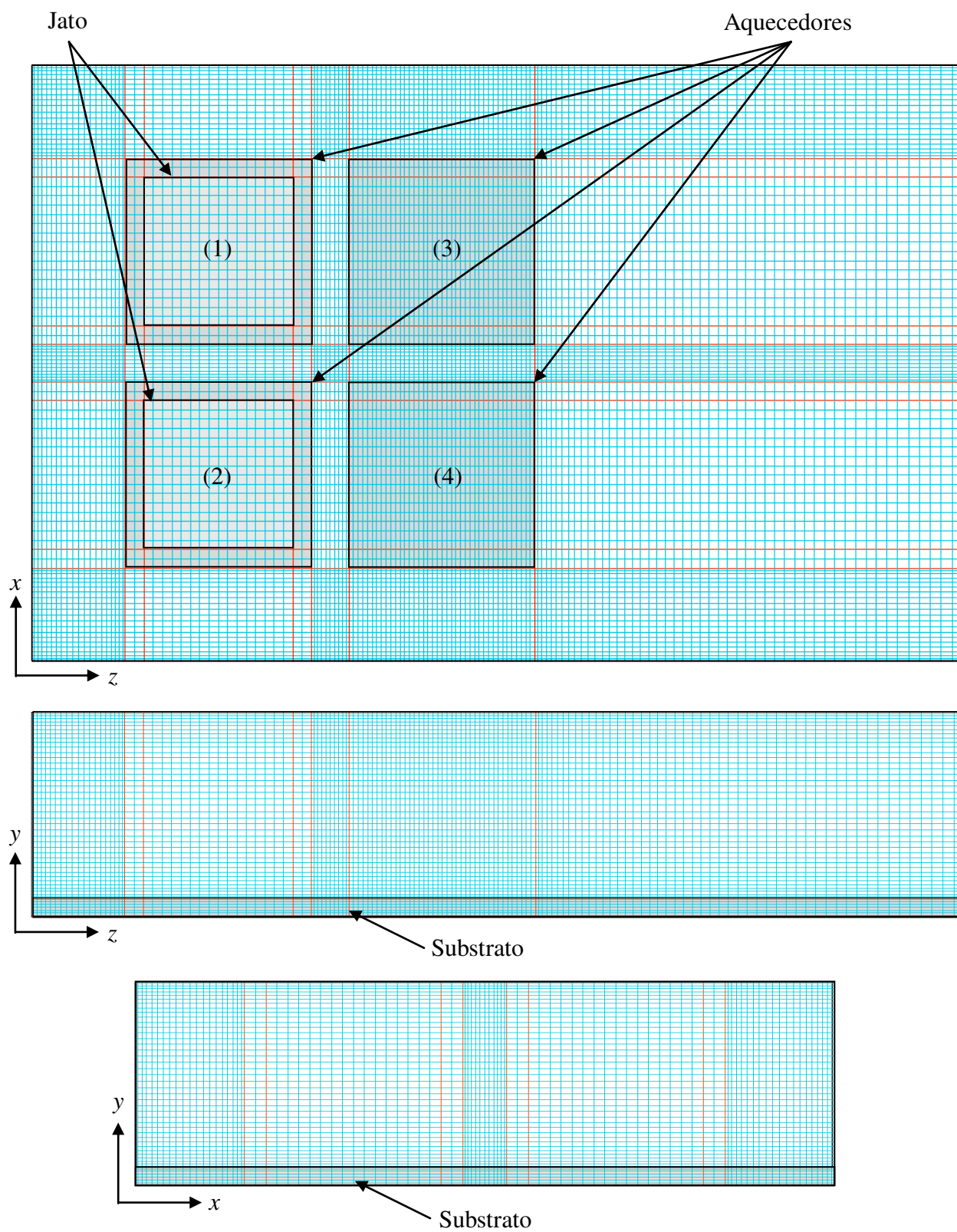


Figura 3.9 – Malha computacional ilustrando as posições dos quatro aquecedores.

Para cada uma das duas configurações, com dois ou quatro aquecedores, as temperaturas ($T_{w,i}$) dos aquecedores montados nos substratos estão relacionadas com os coeficientes conjugados e a potência dissipada em cada aquecedor ($q_{cj,i}$), conforme indicado na Equação (3.12) para dois aquecedores.

$$\begin{bmatrix} (T_{w,1} - T_e) \\ (T_{w,2} - T_e) \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{cj,1} \\ q_{cj,2} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Nesta equação, $\dot{m}$ indica a vazão mássica total dos dois jatos e o calor específico c_p está baseado na temperatura média do escoamento a 20°C. Na configuração com apenas dois aquecedores no duto, observa-se que na Equação (3.12) tem-se $g_{11}^+ = g_{22}^+$ e $g_{21}^+ = g_{12}^+$ devido à simetria geométrica.

Para a configuração com quatro aquecedores, a relação é expressa pela Equação (3.13).

$$\begin{bmatrix} (T_{w,1} - T_e) \\ (T_{w,2} - T_e) \\ (T_{w,3} - T_e) \\ (T_{w,4} - T_e) \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ & g_{14}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ & g_{24}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ & g_{34}^+ \\ g_{41}^+ & g_{42}^+ & g_{43}^+ & g_{44}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{cj,1} \\ q_{cj,2} \\ q_{cj,3} \\ q_{cj,4} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Nesta configuração também há uma simetria geométrica que permite as seguintes relações para a matriz de coeficientes da Equação (3.13):

$$\left\{ \begin{matrix} g_{11}^+ = g_{22}^+ \\ g_{21}^+ = g_{12}^+ \\ g_{31}^+ = g_{42}^+ \\ g_{41}^+ = g_{32}^+ \end{matrix} \right\} \quad e \quad \left\{ \begin{matrix} g_{13}^+ = g_{24}^+ \\ g_{23}^+ = g_{14}^+ \\ g_{33}^+ = g_{44}^+ \\ g_{43}^+ = g_{34}^+ \end{matrix} \right\} \quad (3.14)$$

A partir das Equações (3.12) e (3.13), os coeficientes adimensionais e invariantes (g_{ni}^+) podem ser calculados de acordo com a Equação (3.15), para ambas as configurações contendo dois ou quatro aquecedores, considerando testes numéricos com um único aquecedor ativo por vez ($T_w = 22^\circ\text{C}$).

$$g_{ni}^+ = \frac{\dot{m} c_p}{q_{cj,i}} (T_{w,n} - T_e) \quad (3.15)$$

Na Equação (3.15) o coeficiente n varia de 1 a N aquecedores presentes em cada configuração, i indica o aquecedor ativo que influencia termicamente os demais aquecedores e $q_{cj,i}$ é taxa de transferência de calor do aquecedor i pelo mecanismo convecção forçada-condução, obtida diretamente do pacote computacional PHOENICS.

Para cada teste realizado numericamente, os coeficientes g_{nn}^+ estão relacionados ao autoaquecimento dos aquecedores, com $T_{w,n} = 22^\circ\text{C}$ nos testes efetuados. Para o cálculo do coeficiente g_{ni}^+ , relativo à influência térmica do aquecedor ativo i no aquecedor inativo n , a temperatura $T_{w,n}$ indica a temperatura superficial média do aquecedor inativo n . Essa temperatura foi calculada através de um balanço de energia realizado na superfície dos aquecedores rentes, conforme ilustrado na Figura 3.10.

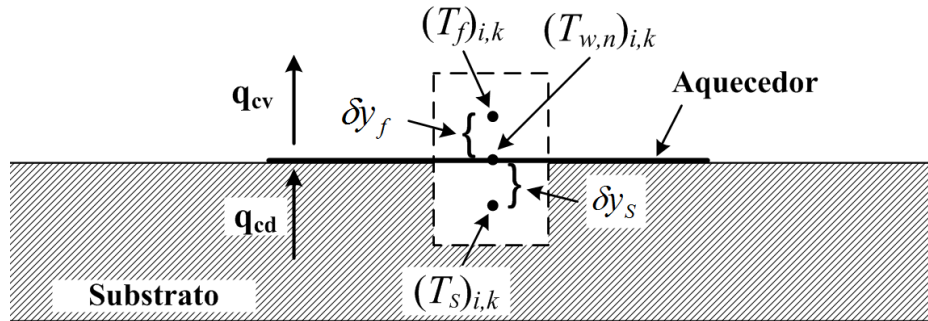


Figura 3.10 – Balanço de energia realizado num elemento (i, k) da superfície de um aquecedor rente inativo.

Como resultado desse balanço de energia, tem-se que:

$$q_{cv} = q_{cd} \Rightarrow h_{ik} \cdot [(T_{w,n})_{i,k} - (T_f)_{i,k}] = k_s \cdot \frac{[(T_s)_{i,k} - (T_{w,n})_{i,k}]}{\delta y_s} \quad (3.16)$$

Explicitando a temperatura local $(T_{w,n})_{i,k}$ da Equação (3.16), obtém-se:

$$(T_{w,n})_{i,k} = \frac{\delta y_s \cdot h_{ik} \cdot (T_f)_{i,k} + k_s \cdot (T_s)_{i,k}}{\delta y_s \cdot h_{ik} + k_s} \quad (3.17)$$

Dessa forma, a temperatura média do aquecedor $(T_{w,n})$ foi obtida pela ponderação da área do elemento em relação a superfície do aquecedor (A_h) , conforme ilustrada na Equação (3.18).

$$T_{w,n} = \frac{1}{A_h} \left(\sum_{i=1}^{Nx} \sum_{k=1}^{Nz} \frac{\delta y_s \cdot h_{ik} \cdot (T_f)_{i,k} + k_s \cdot (T_s)_{i,k}}{\delta y_s \cdot h_{ik} + k_s} \Delta x_i \cdot \Delta z_k \right) \quad (3.18)$$

Na Equação (3.18) Nx e Nz representam o número de volumes de controle em suas respectivas direções x e z sobre o aquecedor inativo e k_s a condutividade térmica do substrato. O produto $(\Delta x_i \cdot \Delta z_k)$ representa a área de cada elemento avaliado sobre os aquecedores.

A Equação (3.17) foi implementada no arquivo Q1 do programa PHOENICS, onde a mesma é calculada para cada número de Reynolds do jato. Todos os cálculos para a obtenção dos parâmetros analisados foram realizados no programa Matlab®, bem como todos os gráficos ilustrados nesta Tese. No APÊNDICE A consta a programação inserida no arquivo Q1 para o cálculo da $(T_{w,n})_{i,k}$ bem como a programação realizada no Matlab®.

Testes numéricos foram efetuados também sem o substrato, ou seja, com os aquecedores rentes sobre uma placa adiabática. Neste caso, as simulações levaram em conta apenas o

resfriamento convectivo dos aquecedores, permitindo a avaliação numérica do coeficiente adiabático de transferência de calor. Ele foi expresso de forma adimensional por meio de um número de Nusselt adiabático médio baseado na aresta do aquecedor, como descrito na Equação (3.19).

$$\overline{Nu}_{ad,n} = \frac{q_{cv}}{a^2 \cdot (T_{w,n} - T_{ad})} \frac{a}{k_{ar}} \quad (3.19)$$

Na Equação (3.19) a é a aresta do aquecedor e $T_{ad} = T_e = 18^\circ C$, pois os testes numéricos foram realizados com um aquecedor ativo (n) por vez. Nas duas superfícies desse aquecedor foram especificadas temperaturas $T_{w,n} = 22^\circ C$. Com esse procedimento, o pacote computacional PHOENICS fornece as taxas de transferência de calor de cada uma das superfícies do aquecedor rente inserido no domínio computacional.

Os testes experimentais efetuados com o substrato de acrílico também foram utilizados para obter a distribuição do número de Nusselt adiabático médio, que foi comparada com a distribuição obtida numericamente através da Equação (3.19).

4 MONTAGEM E ANÁLISE EXPERIMENTAL

Neste capítulo será descrita a montagem experimental e o procedimento de redução das medidas experimentais para obter os resultados desejados. Dessa forma, será apresentada inicialmente a descrição geral da montagem, seguida do detalhamento da caixa plenum, do duto, dos aquecedores e da sua fixação nas duas placas utilizadas como substrato, do isolamento térmico do duto, bem como de toda a instrumentação utilizada nos testes experimentais. Na sequência, será apresentado o procedimento utilizado na obtenção das medidas experimentais, bem como a sua redução. Serão descritas a forma de obtenção da vazão de ar e do número de Reynolds, da avaliação das perdas térmicas e dos resultados do número de Nusselt adiabático médio e dos coeficientes conjugados dos aquecedores. Uma análise de incertezas dos resultados experimentais foi efetuada e será descrita no final deste capítulo.

4.1 Descrição geral da montagem

Todos os testes experimentais foram realizados no Laboratório JD1 do Departamento de Energia, em duas salas localizadas no piso térreo da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp. Uma das salas continha a montagem experimental e durante os testes experimentais ela era mantida fechada sem nenhum ocupante e com as luzes apagadas. Para minimizar a influência da variação da temperatura ambiente durante os testes, todas as janelas do laboratório foram cobertas com papel aluminizado evitando a incidência da radiação solar direta. A segunda sala, ao lado, continha quase toda a instrumentação utilizada nas medidas experimentais e um computador onde elas eram registradas numa planilha.

Conforme ilustrado na Figura 4.1, a montagem era constituída por uma caixa de madeira subdividida na metade por uma divisória também de madeira, contendo um bocal no seu centro. O duto de testes da montagem foi fixado na parede externa da caixa, a montante do bocal, como indicado na Figura 4.1. Na parede externa a jusante do bocal foi fixada uma extremidade da tubulação que conduzia o escoamento de ar até um ventilador localizado fora do laboratório.

Dessa forma, o escoamento ocorria em circuito aberto, com sucção de ar do laboratório, passando inicialmente pelo duto de testes e em seguida pelo bocal medidor de vazão. O escoamento era então canalizado para a tubulação a jusante da caixa, que continha uma válvula de gaveta utilizada para o controle da vazão. Na extremidade a jusante dessa tubulação o escoamento passava pelo ventilador e era descarregado na atmosfera, fora do laboratório.

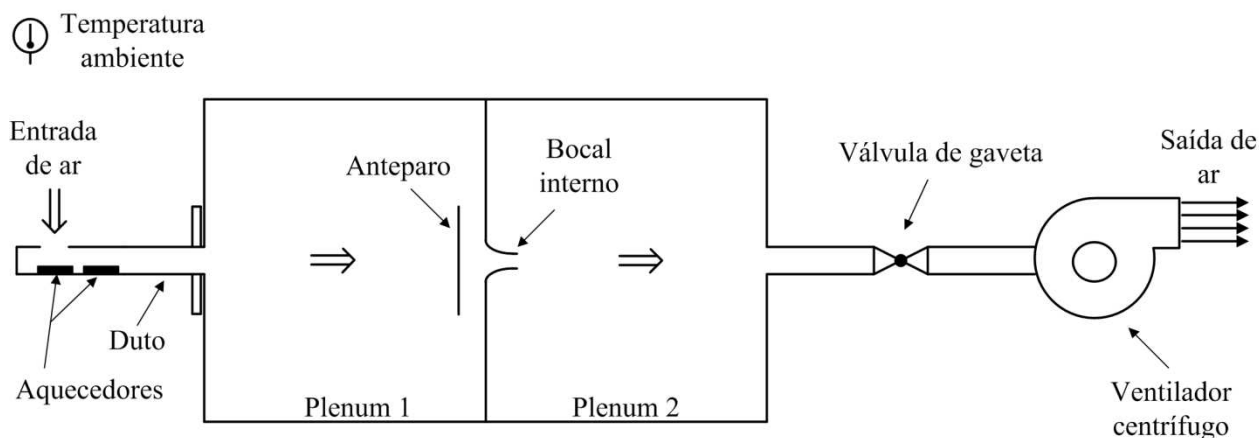


Figura 4.1 – Visualização esquemática da montagem experimental.

4.2 Detalhamento da caixa plenum

Toda a caixa foi construída de madeira compensada com de 15 mm de espessura, 724 mm de largura, 600 mm de altura e 1096 mm de comprimento total, conforme ilustrado na Figura 4.2. A montagem e fixação dessas placas foram realizadas com a utilização de parafusos e borracha de silicone, em toda sua estrutura, com a finalidade de evitar vazamentos e assim obter um conjunto totalmente hermético. A Figura 4.2 indica também duas janelas na parede superior da caixa, para inspeção e eventual acesso interno. Essas janelas foram fabricadas em acrílico de 5 mm de espessura, 335 mm de largura e comprimentos distintos, de 140 mm e 240 mm, fixadas à caixa com a utilização de parafusos e borracha de silicone para vedação.

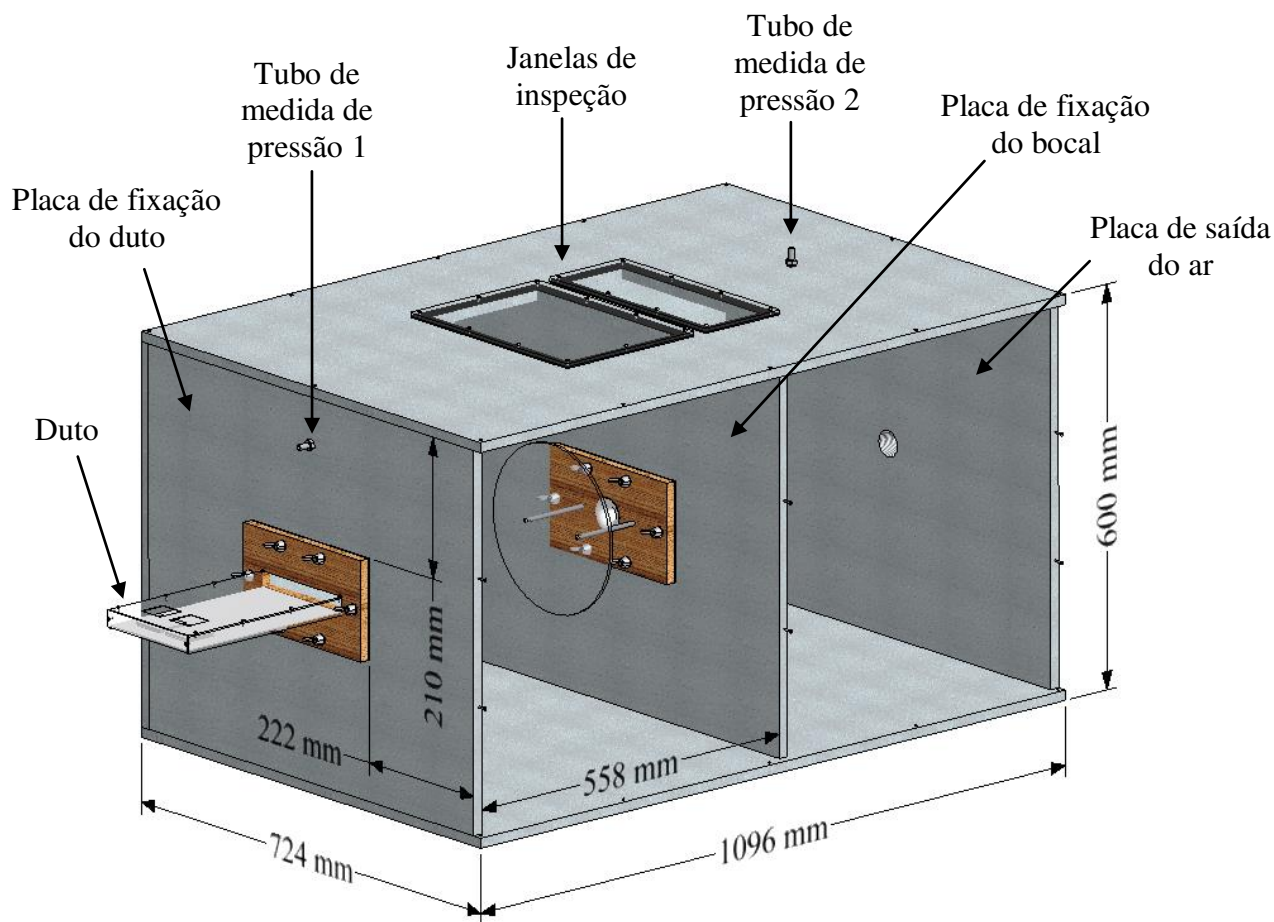


Figura 4.2 – Detalhamento da caixa tipo plenum.

A placa de saída de ar, indicada na Figura 4.2, possui em seu centro um furo com diâmetro de 52 mm conectado a uma mangueira flexível de 0,86 m de comprimento. Esta, por sua vez, está conectada a uma válvula de gaveta de 38,1 mm de diâmetro para o ajuste da vazão de ar. Outro trecho de mangueira flexível com 1 m de comprimento conecta essa válvula ao ventilador centrífugo (Cobra modelo 6I07I) acionado por um motor elétrico (Leroy Somer de 3 hp).

A Figura 4.3 ilustra a vista explodida da montagem da placa de fixação do duto, que apresenta uma abertura de 184 mm de comprimento por 80 mm de altura e seis furos com 10 mm de diâmetro. O suporte do duto também foi fabricado em madeira compensada com 15 mm de espessura, 250 mm de comprimento e 150 mm de largura e possui em seu centro uma abertura para encaixar o duto que será apresentado na Seção 4.3. A vedação de borracha apresenta as mesmas dimensões externas do suporte do duto e dimensões internas de 190 mm de

comprimento, 90 mm de largura e 2 mm de espessura. Tanto o suporte do duto quanto o a vedação possuem seis furos com diâmetro de 10 mm. Dessa forma, esses componentes são fixados por meio de seis parafusos, aruelas e borboletas, conforme observado na Figura 4.3. Depois de montado, todo o perímetro do suporte do duto e as junções dos parafusos com as borboletas também foram vedados com borracha de silicone.

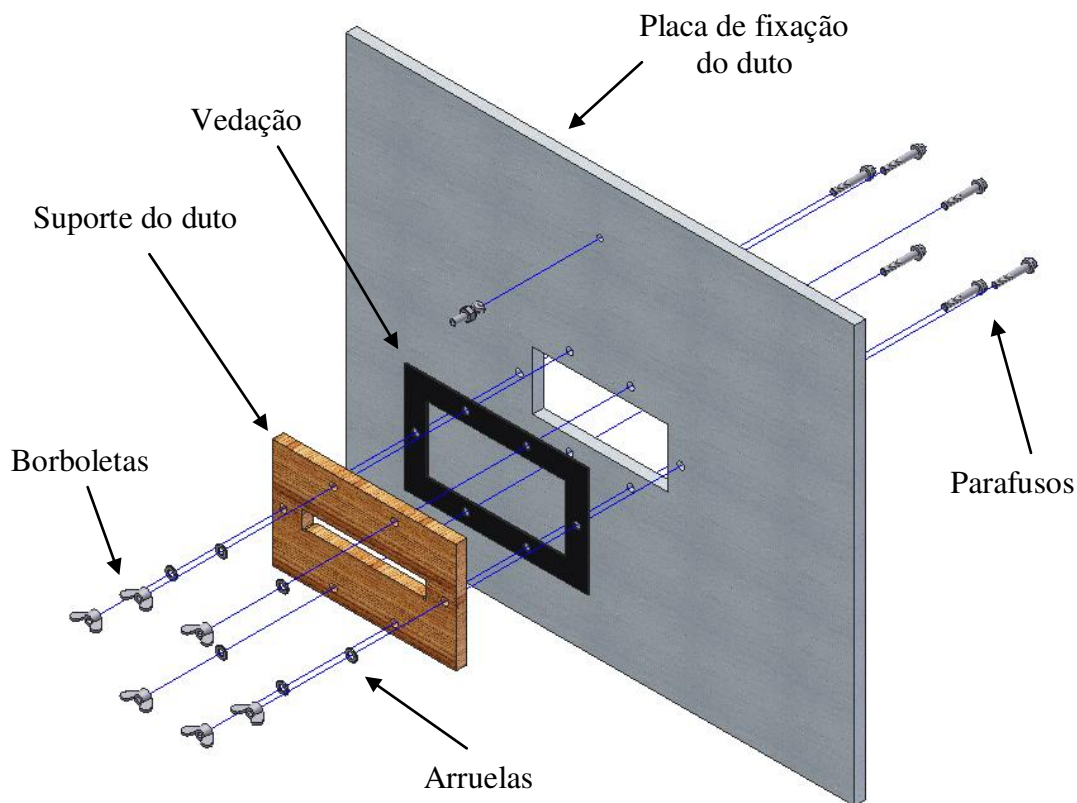


Figura 4.3 – Vista explodida da placa de fixação do duto.

A Figura 4.4 mostra a placa de fixação do bocal com o seu suporte e um disco de anteparo utilizado para evitar a incidência direta do escoamento de ar do duto no bocal. Esse anteparo foi fabricado em acrílico com 3 mm de espessura e 250 mm de diâmetro e fixado a 100 mm de distância a montante do bocal por meio de dois pinos de aço de 7 mm de diâmetro e 115 mm de comprimento. O bocal foi fabricado na oficina do DE com material polimérico (PVC) com diâmetro interno de 17 mm, de acordo com as normas internacionais (International Standard ISO 5167). Os componentes dessa placa, indicados na Figura 4.4, também foram fixados por meio de parafusos, aruelas e borboletas, vedados com borracha de silicone.

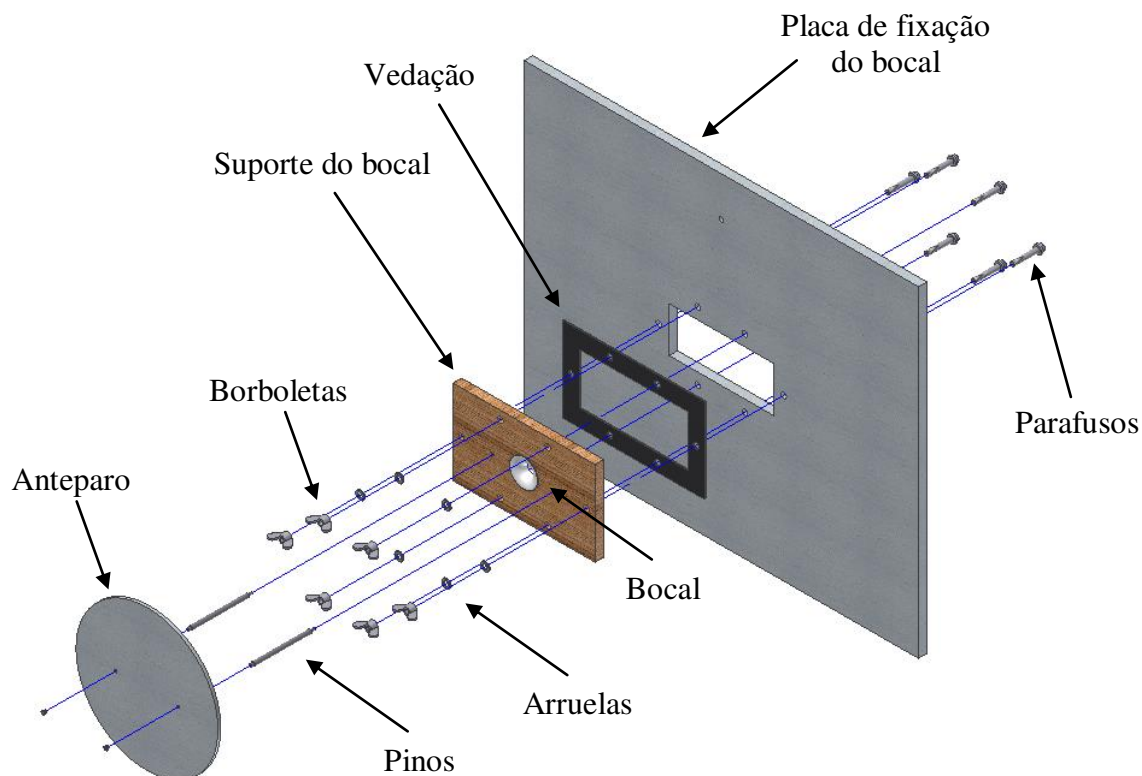


Figura 4.4 – Vista explodida da placa de fixação do bocal.

4.3 Descrição do duto

Conforme ilustrado na Figura 4.5, o duto construído possui uma seção livre retangular de 20 mm de altura e 160 mm de largura em uma extensão total de 300 mm de comprimento. A seção retangular do duto na extremidade oposta à placa de fixação é fechada pela placa frontal indicada na figura. Na fabricação do duto utilizou-se acrílico nas placas laterais, superior e frontal. Já com relação à placa inferior, utilizaram-se dois materiais com condutividades térmicas distintas: alumínio e acrílico, como proposta de estudo do presente trabalho.

O ar succionado pelo ventilador centrífugo entra no duto através de duas aberturas quadradas de 40 mm de aresta feitas na placa superior. Essa placa de acrílico tinha 300 mm de comprimento, 170 mm de largura e 2,4 mm de espessura. As duas aberturas estavam posicionadas de forma simétrica em relação ao plano vertical médio da seção retangular do duto,

como indicado na Figura 4.6. Para evitar efeitos de vena contracta do escoamento na parede da placa, os rasgos das duas aberturas foram usinados com chanfros de 45° a partir da superfície externa da placa, conforme indicado na Figura 4.6.

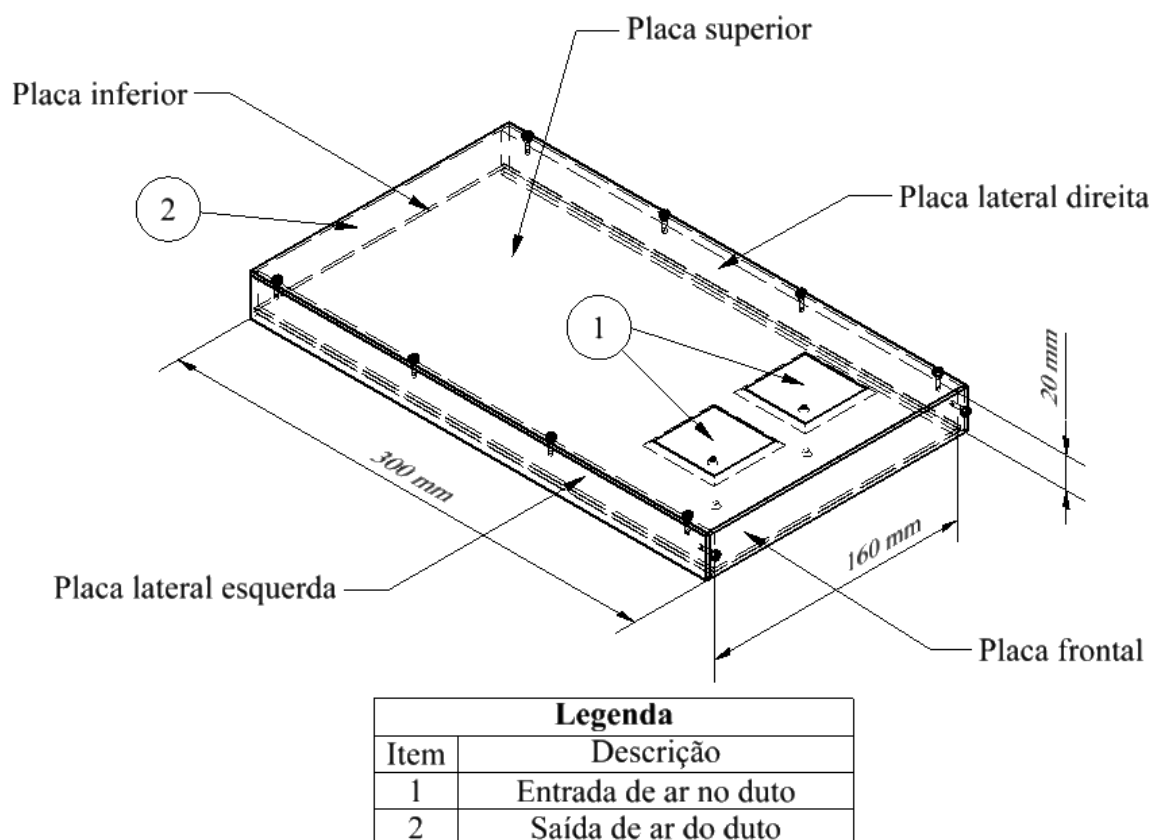


Figura 4.5 – Desenho esquemático do duto.

Duas placas laterais, de 300 mm de comprimento por 25 mm de largura e 5 mm de espessura, e uma placa frontal, de 170 mm por 25 mm de largura e 2 mm de espessura, foram utilizadas para o fechamento das três superfícies laterais do duto, conforme ilustrado na Figura 4.7. Um sulco praticamente quadrado de 2 mm de aresta foi feito nas duas placas laterais, como indicado no Detalhe A da Figura 4.7, para alojar qualquer uma das duas placas inferiores do duto (de acrílico ou de alumínio) a partir da seção de saída do duto, como se fosse uma gaveta.

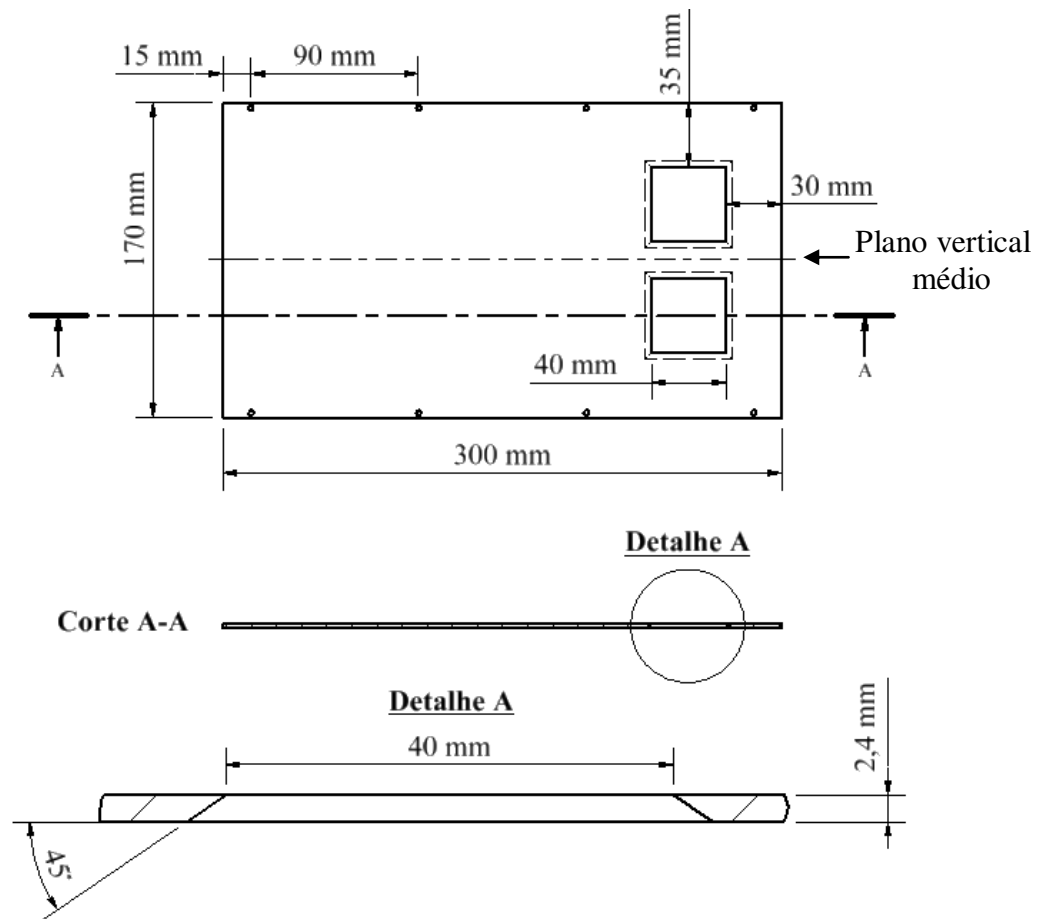


Figura 4.6 – Dimensões e detalhamento da placa superior.

As placas superior e frontal, que compõem o duto, foram fixadas nas duas placas laterais por meio de parafusos e vedados por uma fina camada de silicone, evitando a passagem de ar entre as junções e tornando a montagem mais rígida. Apenas a placa inferior deslizava nos sulcos das placas laterais até a placa frontal sendo também selada com uma fina camada de silicone em todo o perímetro de contato.

Duas placas inferiores foram utilizadas, sendo uma de alumínio ($k_{Al} = 204 \text{ W/m.K}$), e a outra de acrílico ($k_{Ac} = 0,2 \text{ W/m.K}$). Os aquecedores utilizados nos testes experimentais foram montados sobre estas placas, que serviram assim como substrato para condução de calor dos aquecedores.

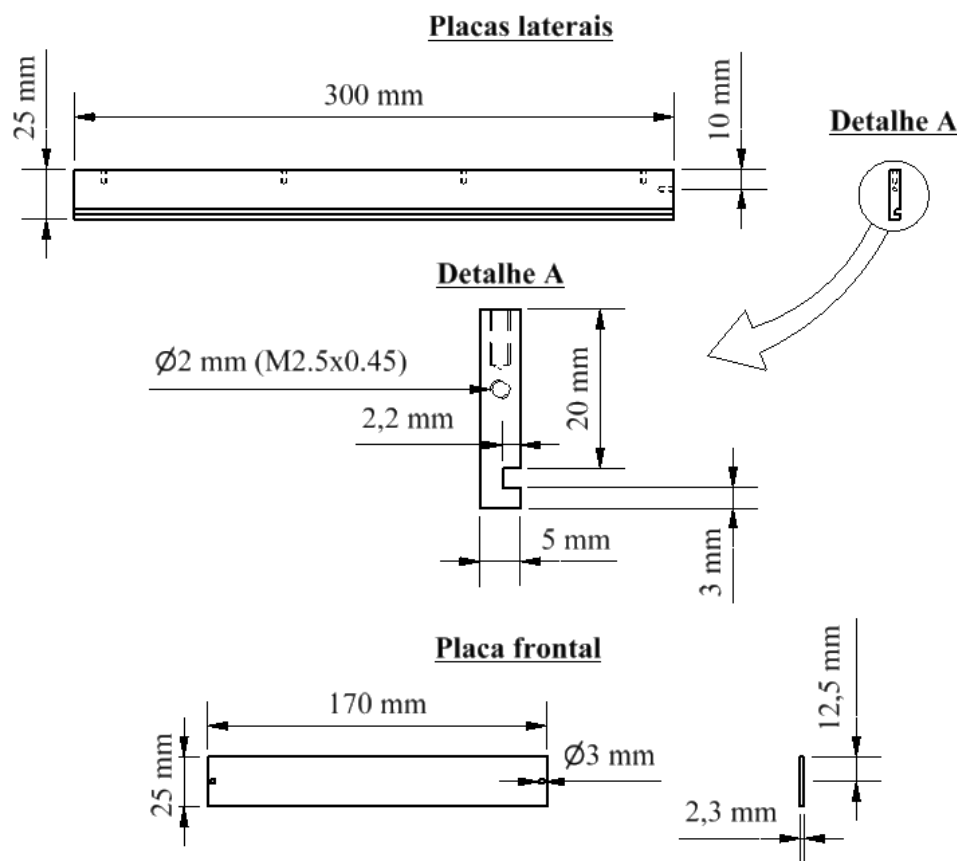


Figura 4.7 – Dimensões e detalhamento das placas laterais e frontal.

A Figura 4.8 ilustra as dimensões de 300 mm de comprimento por 164,4 mm de largura e 2 mm de espessura do substrato de alumínio. Os quatro furos passantes, indicados na Figura 4.8, foram utilizados para a fixação dos aquecedores, que serão apresentados nas Seções 4.5 e 4.6. A superfície dessa placa exposta ao escoamento no duto foi polida até ficar espelhada, com a finalidade de minimizar a sua emissividade. Para isso, ela foi devidamente lixada seguindo as seguintes numerações granulométricas: 320, 400, 600 e 1200. Em seguida, toda a superfície foi polida a máquina com a utilização de massa fina automotiva número 2.

As dimensões da placa do substrato de acrílico estão indicadas na Figura 4.9, onde se nota que ela apresenta as mesmas dimensões do substrato de alumínio. Pode-se observar, entretanto, no Detalhe A dois rebaixos de seção quadrada com 49,6 mm de aresta e 1,3 mm de profundidade, feitos com o objetivo de minimizar as perdas por condução dos aquecedores que serão fixados nestas posições.

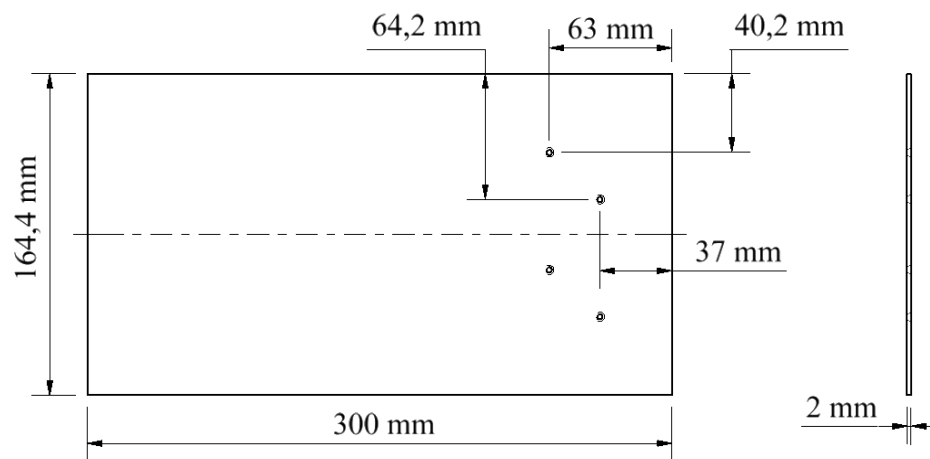


Figura 4.8 – Dimensões do substrato de alumínio.

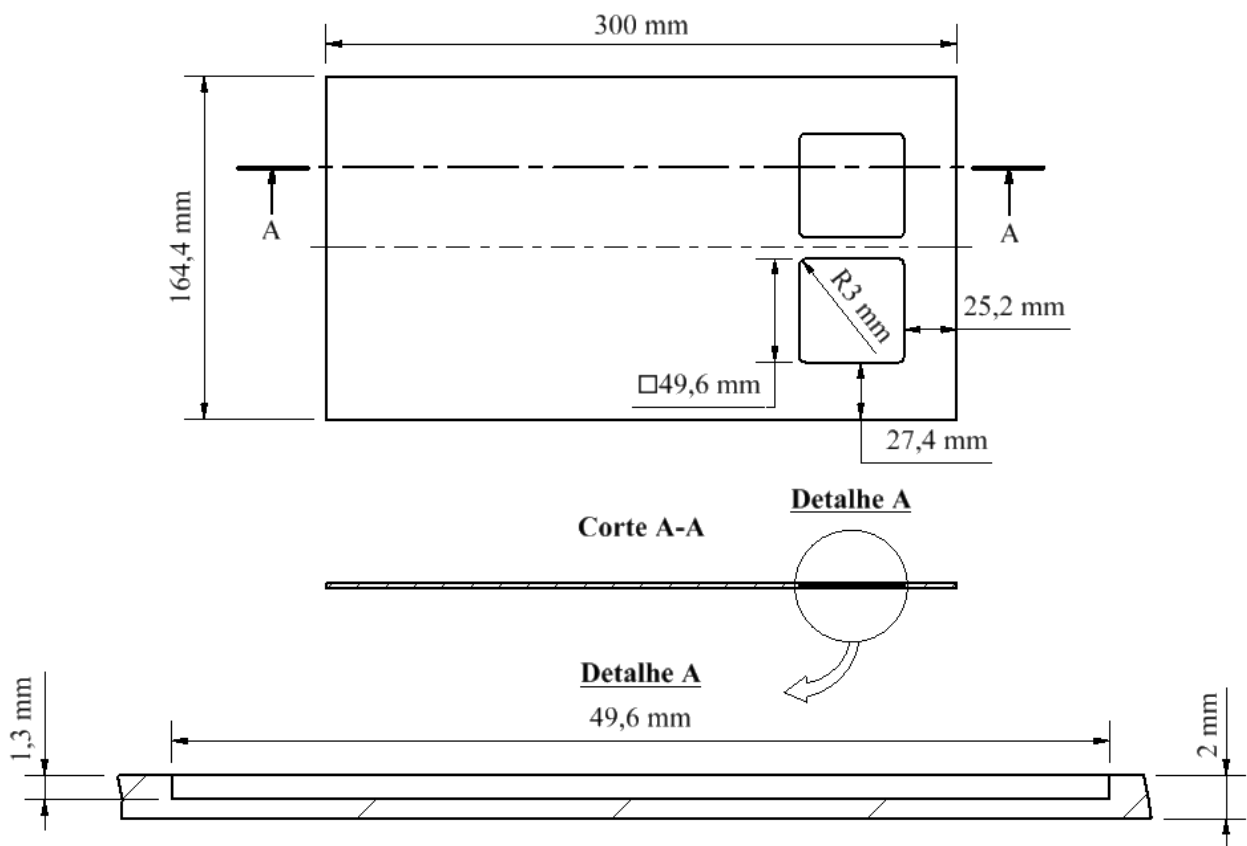


Figura 4.9 – Dimensões e detalhes do substrato de acrílico.

4.4 Descrição dos aquecedores

Os aquecedores utilizados neste trabalho são constituídos por duas peças de alumínio: uma base e uma tampa. As bases foram fabricadas na oficina do Departamento de Energia da FEM fabricadas a partir de uma barra de alumínio. Elas possuem uma face quadrada com 50 mm de aresta e 4,5 mm de espessura. Em uma face da base foram fresadas doze ranhuras quadradas com 0,5 mm de aresta, conforme indicado na Figura 4.10, com o objetivo de alojar um fio de resistência elétrica igual a aproximadamente 8 Ω . O fio utilizado foi de Cromel com 0,254 mm de diâmetro, encapado com teflon, fabricado pela Omega Engineering (EUA).

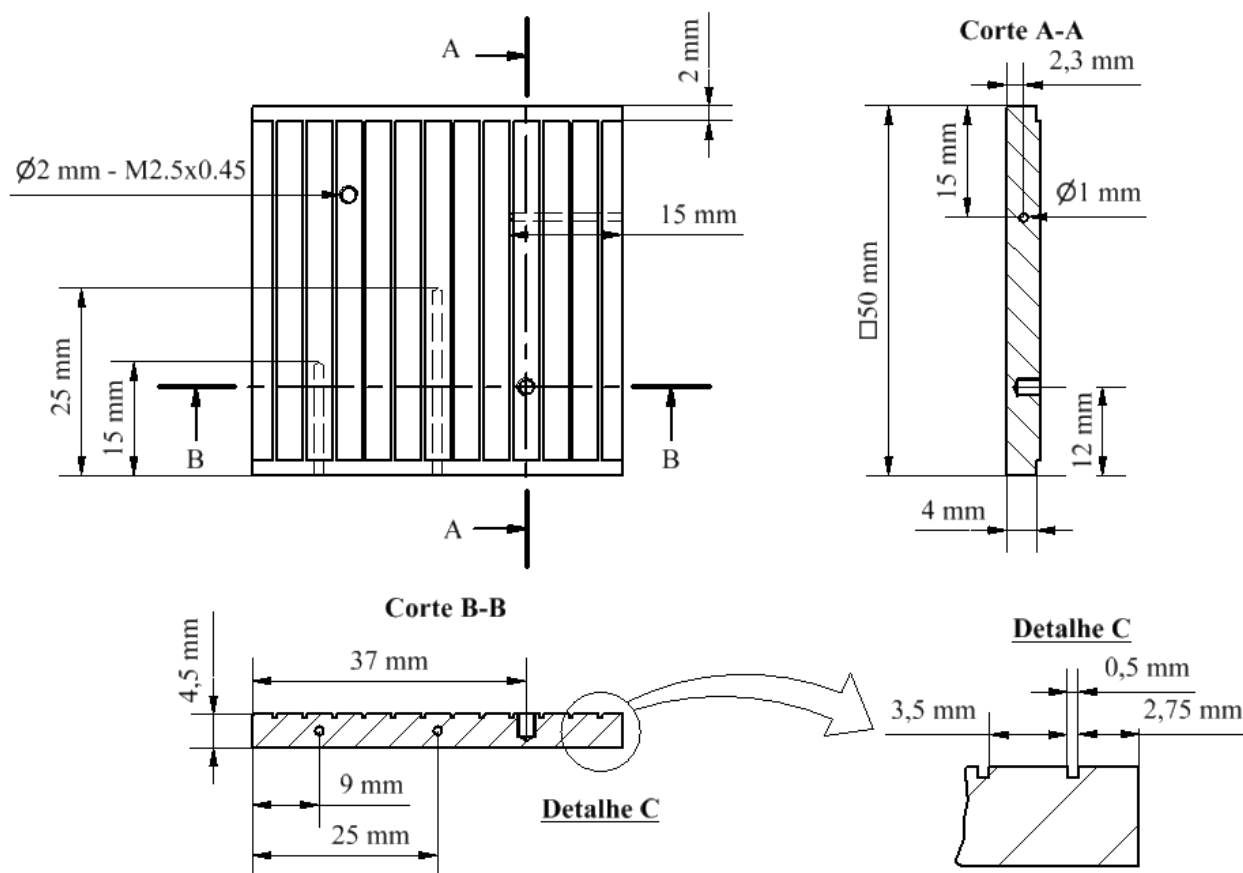


Figura 4.10 – Dimensões e detalhes da placa de alumínio.

O fio de resistência elétrica foi fixado nas ranhuras da base do aquecedor por meio de uma mistura de óxido de zinco em pó com uma cola de secagem rápida a base de epóxi. O objetivo

dessa mistura foi aumentar a condutividade térmica da cola para obter uma temperatura mais uniforme em todo o aquecedor.

Em cada aquecedor, as duas extremidades do fio de resistência foram soldadas a fios de cobre. Nos aquecedores montados no substrato de alumínio, esses fios tinham um diâmetro de 0,156 mm e naqueles montados no substrato de acrílico, 0,290 mm. A Figura 4.11 mostra o aspecto final obtido depois da conclusão desse processo.



Figura 4.11 – Aspecto final da base do dissipador com o fio de resistência instalado.

A base de cada aquecedor foi coberta por uma tampa sobre a face com o fio de resistência. A tampa também era de alumínio, com uma face quadrada de 50 mm de aresta e 1,5 mm de espessura, como indicado na Figura 4.12.

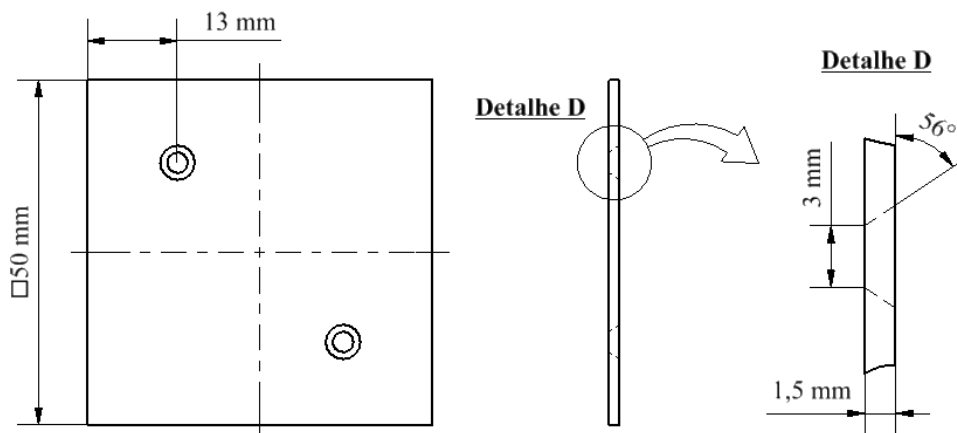


Figura 4.12 – Dimensões e detalhes da tampa do aquecedor.

Na montagem da tampa sobre a base, as duas superfícies da interface comum foram cobertas por uma pasta térmica para reduzir a resistência térmica de contato.

As superfícies externas de todos os aquecedores foram polidas até obter uma superfície quase espelhada, com a finalidade de reduzir sua emissividade.

4.5 Montagem dos aquecedores nos substratos

(a) Substrato de acrílico

Os aquecedores foram montados sobre as cavidades fresadas no substrato de acrílico, como indicado na Figura 4.9. Além disso, para diminuir o contato térmico condutivo, pequenos triângulos de fita isolante com 0,3 mm de espessura foram colados nos quatro vértices da face do aquecedor voltada para o substrato, como indicado na Figura 4.13. A pequena abertura resultante entre as arestas do aquecedor e a superfície do substrato de acrílico foi vedada com borracha de silicone ($k_{sil} = 0,2 \text{ W/m.K}$).

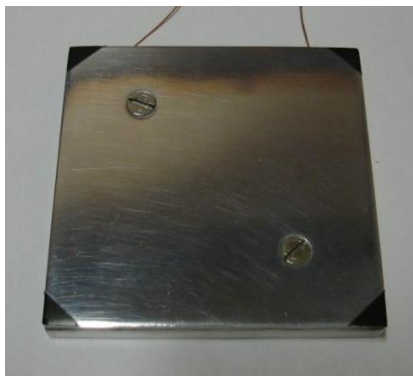


Figura 4.13 – Aquecedor com fita isolante nos vértices.

A Figura 4.14 ilustra a imagem do substrato de acrílico após a montagem e fixação dos aquecedores.

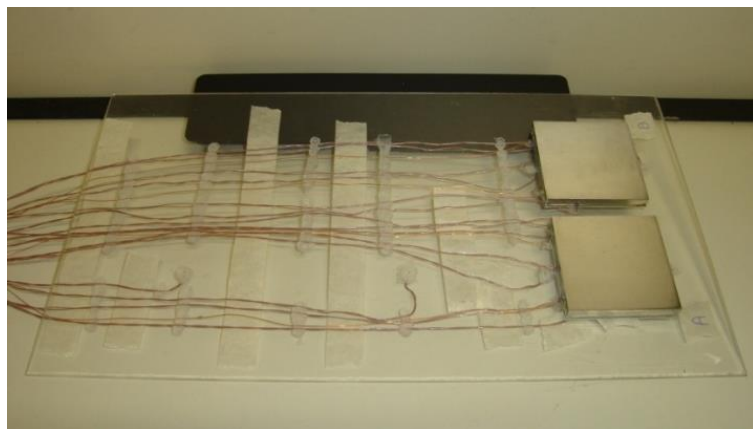


Figura 4.14 – Foto dos aquecedores sobre o substrato de acrílico.

(b) Substrato de alumínio

O substrato de alumínio indicado na Figura 4.8 possui quatro furos passantes, nos quais dois aquecedores foram fixados. Na montagem do aquecedor no substrato de alumínio, as duas superfícies da interface comum foram cobertas com uma camada delgada de pasta térmica para reduzir a resistência térmica de contato. A fixação foi feita por meio de quatro parafusos, conforme ilustrado na Figura 4.15.

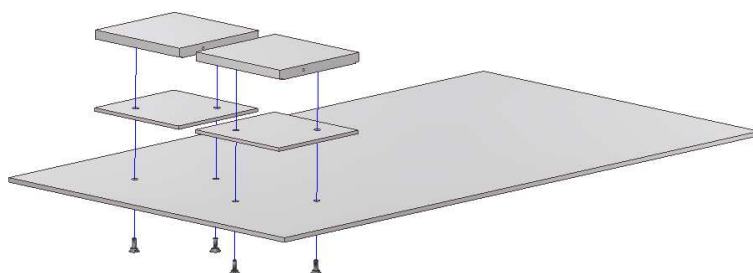


Figura 4.15 – Desenho esquemático da montagem dos aquecedores na placa de alumínio.

Dessa forma, conforme ilustrado na Figura 4.16, pode-se observar a imagem dos aquecedores devidamente fixados no substrato de alumínio. Esta fotografia ilustra o polimento obtido nas superfícies de alumínio do substrato e dos aquecedores.



Figura 4.16 – Foto ilustrativa dos aquecedores fixados no substrato de alumínio.

Para a verificação e complementação do estudo, novos testes foram realizados com a utilização de quatro aquecedores em cada substrato. Os novos aquecedores foram montados e fixados de forma análoga ao descrito nesta Seção, porém posicionados a 10 mm a jusante da montagem previamente existente, conforme ilustrados na Figura 4.17.

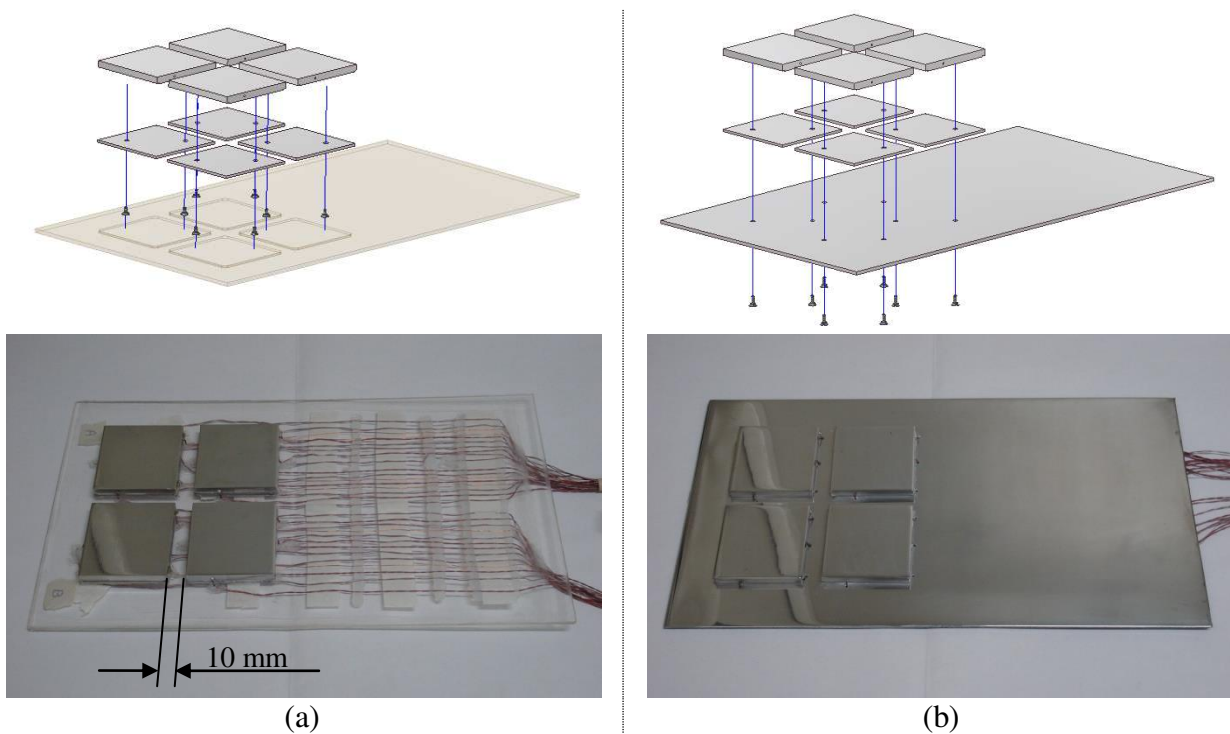


Figura 4.17 – Disposição dos aquecedores nos substratos: (a) acrílico; (b) alumínio.

4.6 Montagem final do duto

A Figura 4.18 ilustra as montagens explodidas dos dutos contendo os substratos de acrílico e alumínio, com quatro aquecedores, juntamente com as respectivas fotos ilustrativas. Deve-se salientar que para os substratos contendo dois aquecedores a montagem foi realizada de forma análoga.

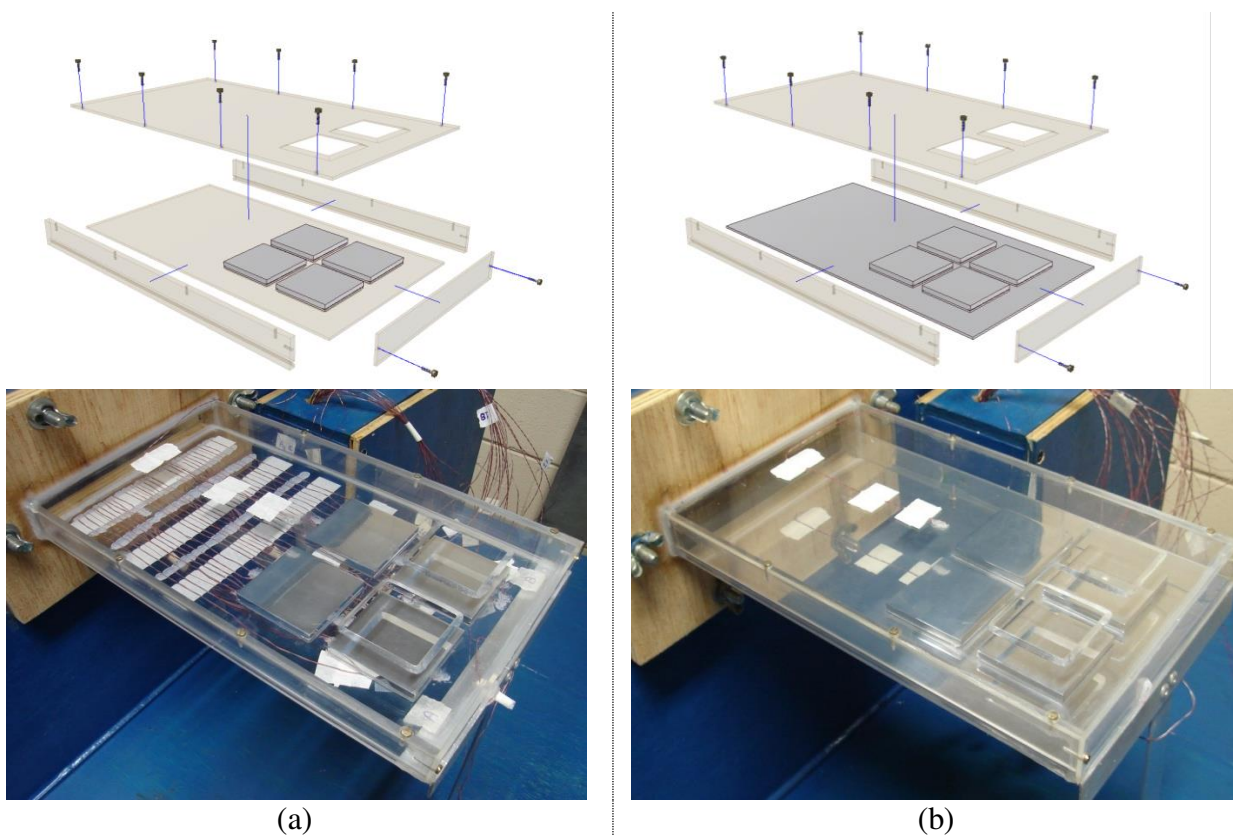


Figura 4.18 – Montagem do duto: (a) substrato de acrílico; (b) substrato de alumínio.

4.7 Isolamento térmico

A extremidade aberta do duto foi fixada na caixa plenum como indicado na Figura 4.2. A extremidade oposta, fechada, foi apoiada num suporte de alumínio, permitindo seu nivelamento

horizontal. Toda a superfície externa foi isolada termicamente utilizando espuma de poliuretano expandido ($k_{iso} = 0,04 \text{ W/m.K}$) com 19 mm de espessura nas faces laterais e superior, 38 mm de espessura na face frontal e 98 mm de espessura abaixo do substrato (Figura 4.19).

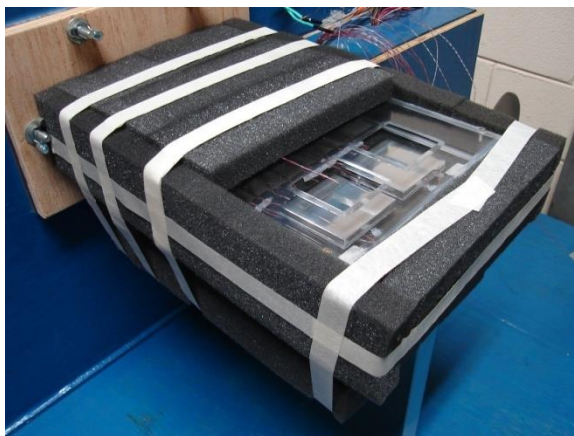


Figura 4.19 – Isolamento térmico.

4.8 Descrição da instrumentação utilizada

4.8.1 Termopares

Todas as medidas de temperatura foram feitas por termopares tipo E (cromel – constantan), com fios de 0,254 mm de diâmetro cobertos por teflon, fabricados pela Omega Engineering (EUA).

Cada aquecedor foi instrumentado com três termopares dispostos a 2,3 mm da superfície do aquecedor em contato com o escoamento, em furos indicados na Figura 4.10. Esses termopares foram inseridos nos furos com pasta térmica, evitando assim a presença de espaços vazios e promovendo o contato térmico entre o termopar e os aquecedores.

Nos itens a seguir serão apresentadas a localização dos termopares utilizados em cada uma das montagens de acrílico e de alumínio, ambos montados com 2 e 4 aquecedores. Dessa forma, de acordo com a Figura 4.20, observam-se dois cortes (Corte A-A e Corte B-B) realizados ao longo do duto para melhor visualização da localização dos termopares distribuídos ao longo dos mesmos. Observa-se também a presença de um termopar, na direção do Corte A-A do duto, localizado na posição central da placa frontal e um segundo termopar localizado no centro da placa superior de acrílico a 140 mm da placa frontal. A finalidade dos termopares em questão é verificar se ocorrem perdas significativas durante as realizações dos testes.

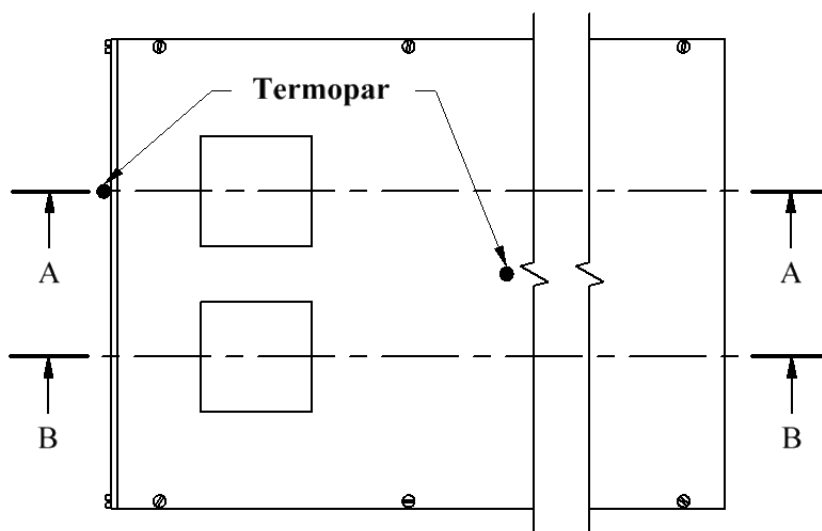


Figura 4.20 – Ilustração dos termopares e cortes realizados.

Apenas um termopar foi utilizado para obter as medidas de temperatura de entrada do escoamento de ar, localizado no interior da sala de realização dos testes logo acima da caixa Plenum 1 visualizada na Figura 4.1.

(a) Duto com substrato de acrílico

A Figura 4.21 ilustra a montagem em corte contendo dois aquecedores baseados nos cortes mostrados na Figura 4.20. Nota-se que na direção do Corte A-A foram fixados cinco termopares

na superfície inferior do substrato de acrílico, enquanto que na direção do Corte B-B foram fixados apenas dois termopares.

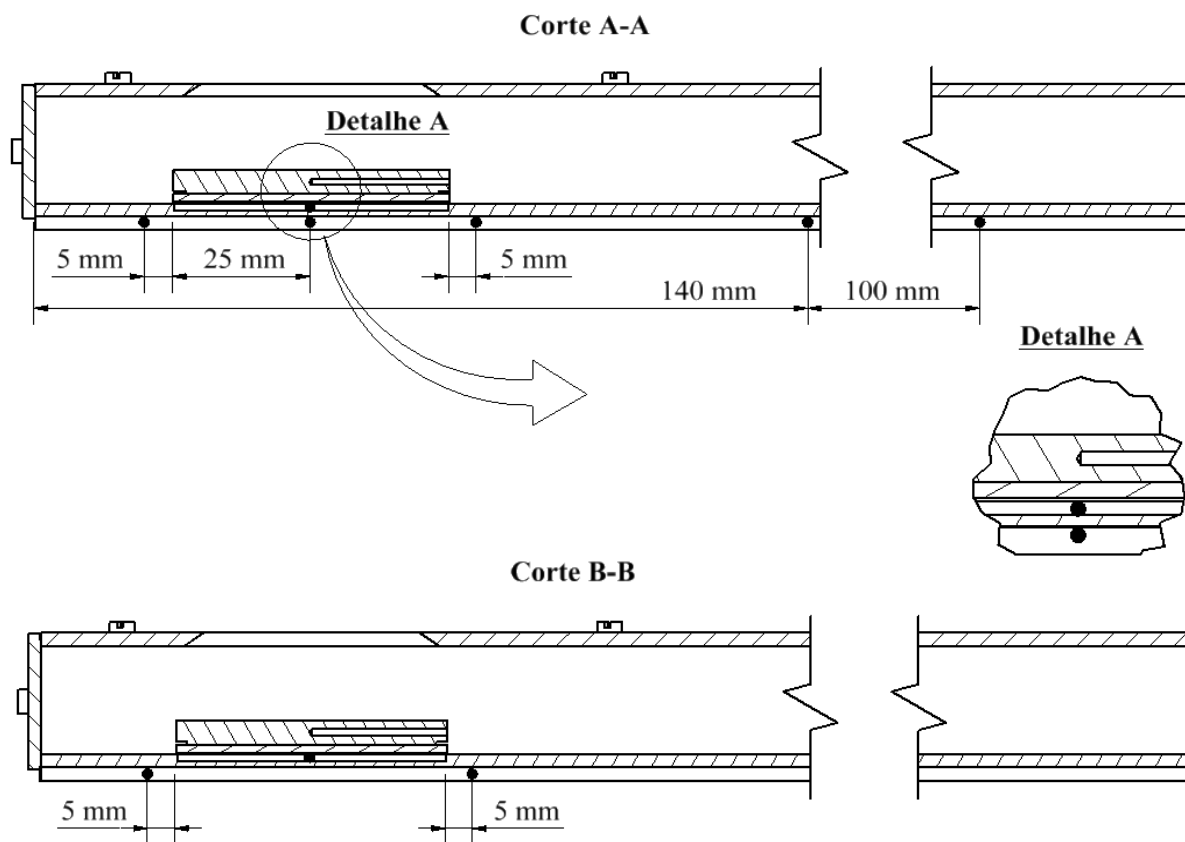


Figura 4.21 – Localização dos termopares no substrato de acrílico contendo dois aquecedores.

Observa-se também a presença de um termopar em cada uma das superfícies internas dos rebaixos (cavidades), localizados na posição central dos mesmos (Detalhe A da Figura 4.21).

Após a fixação dos termopares, com a utilização de silicone, introduziu-se na base das cavidades do substrato de acrílico uma folha aluminizada, com o objetivo de minimizar as perdas por radiação pela superfície inferior do aquecedor. Essa montagem pode ser visualizada através da foto ilustrativa apresentada na Figura 4.22.

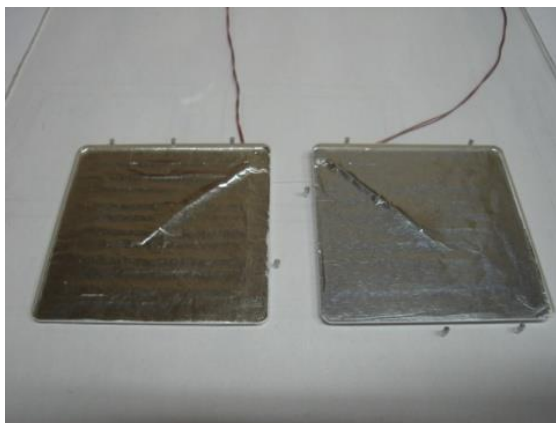


Figura 4.22 – Folha aluminizada colocada na base da cavidade do substrato de acrílico.

Todo o procedimento previamente ilustrado e descrito também foi utilizado para a montagem do duto contendo quatro aquecedores. Dessa forma, de acordo com os dois cortes longitudinais ilustrados na Figura 4.20, a Figura 4.23 ilustra a localização dos termopares no duto contendo quatro aquecedores.

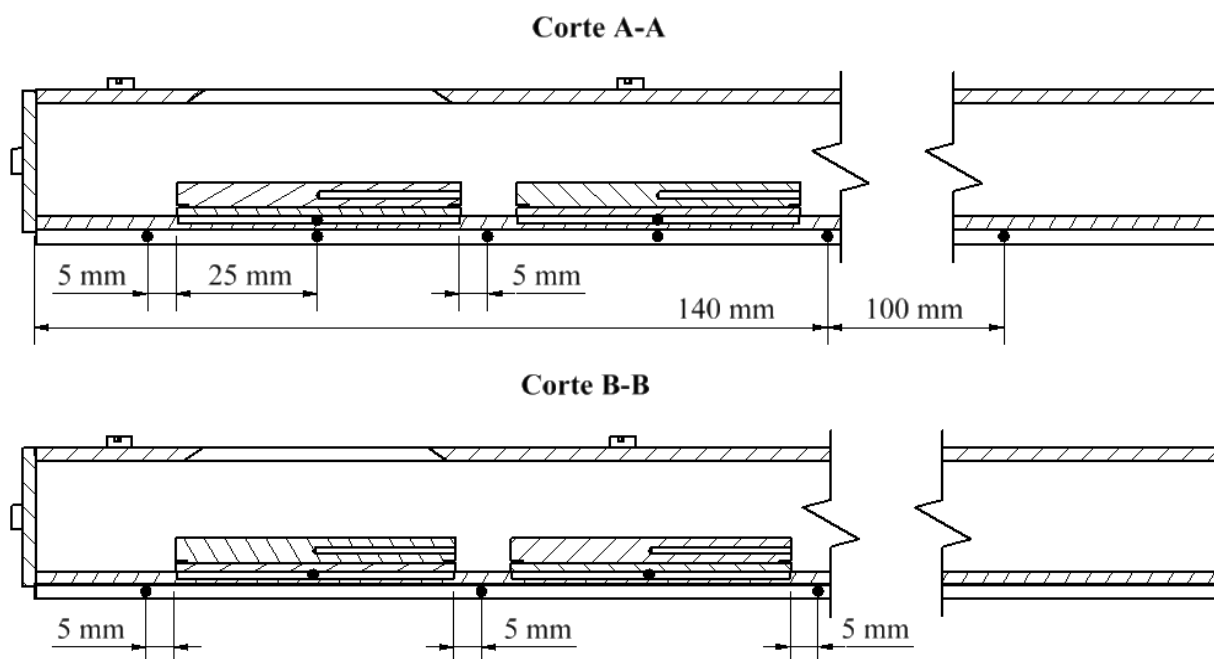


Figura 4.23 – Localização dos termopares no substrato de acrílico contendo quatro aquecedores.

(b) Duto com substrato de alumínio

Oito termopares foram fixados na superfície inferior do substrato de alumínio, conforme observado na Figura 4.24.

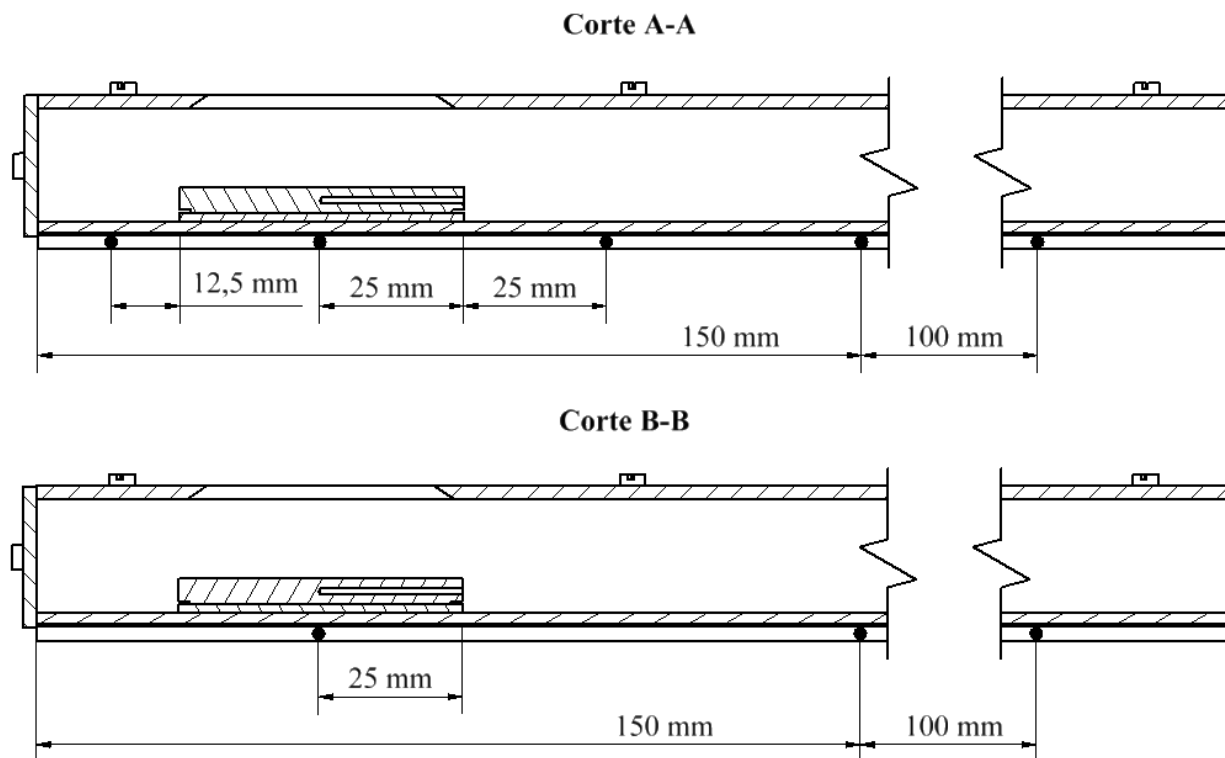


Figura 4.24 – Localização dos termopares no substrato de alumínio contendo dois aquecedores.

Realizou-se também outra montagem contendo quatro aquecedores no substrato de alumínio, conforme ilustrado na Figura 4.25. Apenas um termopar foi realocado da montagem contendo dois aquecedores (Figura 4.24) para a fixação dos novos aquecedores adicionados ao substrato.

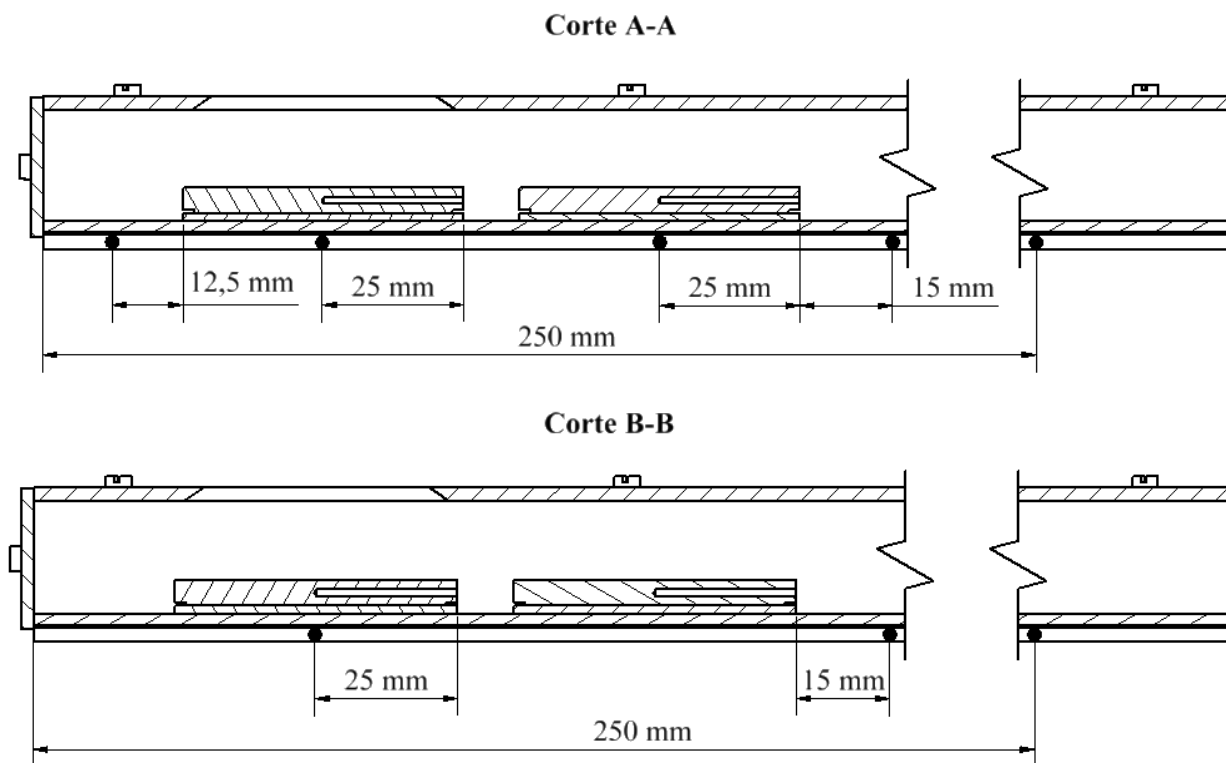


Figura 4.25 – Localização dos termopares no substrato de alumínio contendo quatro aquecedores.

4.8.2 Circuito térmico

As extremidades dos fios de termopares foram fixados em conectores em uma caixa termicamente isolada. Fios de extensão de cobre foram utilizados para a ligação elétrica destes conectores com uma chave seletora (Omega Engineering, EUA), conforme ilustrado na Figura 4.26. As temperaturas eram lidas num transdutor digital de temperatura (Omega Engineering, EUA, modelo MDSS41-TC). Este transdutor possui compensação eletrônica de temperatura, dispensando o tradicional banho de gelo como referência de temperatura para os termopares.

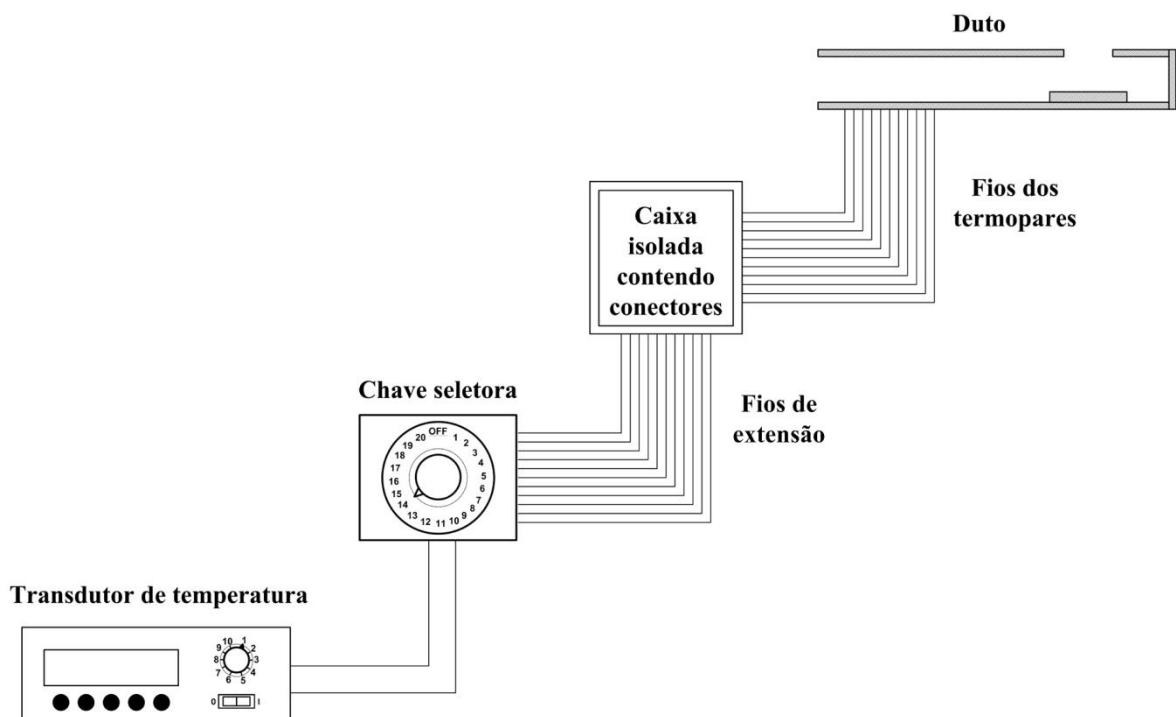


Figura 4.26 – Circuito térmico.

4.8.3 Circuito elétrico de aquecimento

Conforme ilustrado na Figura 4.27, a resistência elétrica de cada aquecedor é conectada a um circuito elétrico independente, composto por uma fonte de potência DC (Hewlett Packard modelo 6296A), um multímetro digital (HP modelo 34401A), uma chave seletora e uma resistência elétrica calibrada, denominada “Shunt”. A potência elétrica dissipada no aquecedor era obtida a partir das leituras de tensão na fonte DC e da tensão no Shunt, como detalhado na Seção 4.10.1.

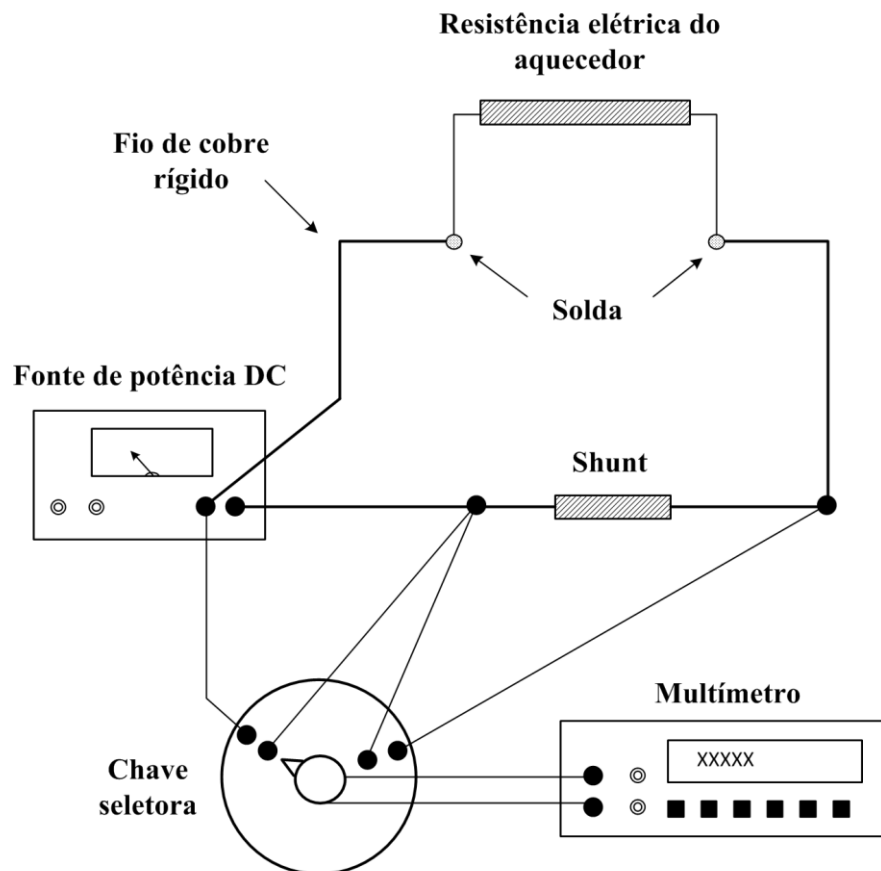


Figura 4.27 – Diagrama esquemático do circuito elétrico de aquecimento.

4.9 Procedimento experimental

As medidas experimentais foram realizadas no Laboratório de Pesquisa do Departamento de Energia. Após ligar o ventilador e estabelecer a vazão requerida, a sala de testes permanecia fechada.

Nos testes iniciais com cada placa de substrato, apenas um aquecedor era aquecido por vez. Para cada vazão de ar no duto, a temperatura do aquecedor ativo era ajustada em torno de 40°C ou de 50°C por variação da potência dissipada na sua resistência embutida.

Estabelecida uma determinada potência, todas as medidas dos termopares, das pressões manométricas, da tensão e da corrente elétrica foram anotadas periodicamente em intervalos de 30 minutos em uma planilha eletrônica. Quando as diferenças entre duas leituras consecutivas de todas as medidas de temperatura indicavam uma diferença máxima de 0,2°C considerava-se o experimento em regime permanente. A pressão barométrica era registrada no início e no final de cada teste experimental, observando-se valores praticamente uniformes. A duração de cada teste foi de aproximadamente três horas para o substrato de alumínio e quatro horas para o substrato de acrílico.

4.10 Redução das medidas experimentais

As medidas experimentais efetuadas foram reduzidas para fornecer os resultados desejados através dos procedimentos detalhados a seguir.

4.10.1 Potência elétrica dissipada nos aquecedores

A potência elétrica dissipada em cada aquecedor foi obtida pelo produto da sua resistência elétrica embutida pelo quadrado da corrente elétrica que passa por ela, ou seja,

$$q_{h,i} [W] = R_{h,i} [\Omega] \cdot I_i^2 [A] \quad (4.1)$$

A corrente elétrica foi obtida do produto da tensão elétrica medida num Shunt pela sua constante de calibração:

$$I_i [A] = C_{Sh,i} [A/(mV)] \cdot V_{Sh,i} [mV] \quad (4.2)$$

No decorrer dos testes experimentais realizados foram utilizados três Shunts distintos com as seguintes constantes de calibração:

$$\begin{aligned} C_{Sh,1} &= 0,04043 \left[\frac{A}{mV} \right] \\ C_{Sh,2} &= 0,04078 \left[\frac{A}{mV} \right] \\ C_{Sh,3} &= 0,04083 \left[\frac{A}{mV} \right] \end{aligned} \quad (4.3)$$

A resistência elétrica de cada aquecedor (R_a) foi obtida de um valor medido na temperatura ambiente (T_a) com um multímetro digital (HP modelo 34401A). Esse valor foi utilizado para avaliar a resistência elétrica na temperatura de operação (T_o) do aquecedor durante cada teste, por meio de um coeficiente térmico linear na forma $R = R_a[1 + \alpha_{cr}(T_o - T_a)]$. Esse coeficiente térmico do Cromel é fornecido pelo fabricante do fio (Omega Engineering, EUA) como sendo $\alpha_{cr} = 4,1 \cdot 10^{-4} K^{-1}$.

4.10.2 Temperatura média dos aquecedores

A temperatura média da cada aquecedor foi obtida pela média aritmética das leituras dos três termopares inseridos no seu interior:

$$T_{h,i} = \frac{T_{1,i} + T_{2,i} + T_{3,i}}{3} \quad (4.4)$$

Deve-se salientar que durante os testes experimentais a temperatura dos três termopares contidos nos aquecedores era praticamente uniforme dentro de $0,1^\circ C$.

4.10.3 Determinação da vazão mássica

A vazão mássica do escoamento de ar foi medida com o bocal localizado no interior da caixa plenum (Figura 4.2). O coeficiente de vazão desse bocal foi obtido por comparação com um outro bocal idêntico montado na entrada da caixa plenum, como apresentado no APÊNDICE B. O coeficiente resultante da calibração foi expresso em função do número de Reynolds do escoamento no bocal:

$$K_b = 1,075 Re_b^{-0,0125} \quad (4.5)$$

Dessa forma, a vazão mássica de ar no bocal ($\dot{m}_b$) foi determinada pela Equação (4.6), conforme observado no APÊNDICE B.

$$\dot{m}_b = K_b A_t \sqrt{2 \rho_{ar_1} \Delta P_{12}} \quad (4.6)$$

4.10.4 Número de Reynolds do escoamento

O escoamento de ar no duto de teste foi quantificado em termos do número de Reynolds do escoamento de entrada (Re), baseado no perímetro molhado (P_M) e na vazão mássica ($\dot{m}_j$) através de cada seção quadrada com aresta $W = 40 \text{ mm}$. Assim,

$$Re = \frac{4 \dot{m}_j}{\mu_{ar} P_M} \quad (4.7)$$

Devido à simetria da montagem efetuada, considerou-se a vazão mássica de cada seção ($\dot{m}_j$) igual à metade da vazão mássica do bocal ($\dot{m}_b/2$). Desse modo,

$$Re = \frac{4 (\dot{m}_b/2)}{\mu_{ar} 4 W} = \frac{\dot{m}_b}{2 \mu_{ar} W} \quad (4.8)$$

4.10.5 Avaliação das perdas térmicas

(a) Substrato de acrílico

No presente trabalho, a principal finalidade da utilização do substrato de acrílico foi a determinação da taxa de transferência de calor por convecção do aquecedor. Para isso, foi realizado um balanço de energia na superfície do aquecedor, conforme ilustrado na Figura 4.28.

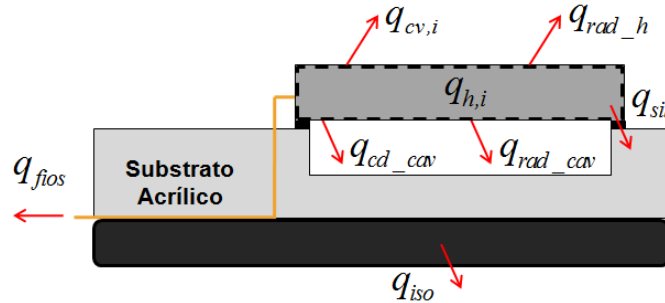


Figura 4.28 – Desenho esquemático do balanço de energia realizado no aquecedor.

Com base na Figura 4.28, a taxa de transferência de calor por convecção ($q_{cv,i}$) foi determinada subtraindo as diversas perdas térmicas ($q_{p,i}$) do aquecedor da potência elétrica dissipada na resistência elétrica do aquecedor ($q_{h,i}$), como indicado na Equação (4.9).

$$q_{cv,i} = q_{h,i} - (q_{cd_cav,i} + q_{rad,i} + q_{fios,i} + q_{sil,i}) \quad (4.9)$$

onde $q_{p,i} = (q_{cd_cav,i} + q_{rad,i} + q_{fios,i} + q_{sil,i})$ e $q_{rad,i} = (q_{rad_cav,i} + q_{rad_h,i})$, conforme descrito no APÊNDICE C.

Outro balanço de energia para um volume de controle envolvendo tanto o aquecedor quanto o substrato de acrílico foi efetuado para obter a taxa conjugada ($q_{cj,i}$), necessária para o cálculo do coeficiente conjugado de transferência de calor por convecção forçada-condução, como indicado na Equação (4.10).

$$q_{cj,i} = q_{h,i} - (q_{rad_h,i} + q_{fios,i} + q_{iso}) \quad (4.10)$$

Todas as perdas térmicas envolvidas nas Equações (4.9) e (4.10) foram avaliadas da forma descrita no APÊNDICE C.

(b) Substrato de alumínio

Para os aquecedores montados no substrato de alumínio, apenas os coeficientes conjugados foram determinados. De forma análoga ao caso anterior, um balanço de energia foi efetuado no aquecedor em conjunto com o substrato de alumínio, conforme ilustrado na Figura 4.29.

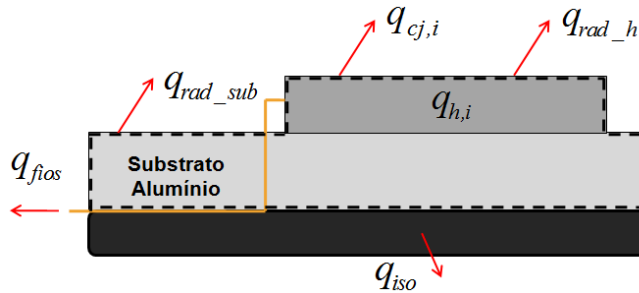


Figura 4.29 – Esquema do balanço de energia envolvendo o aquecedor no substrato de alumínio.

A taxa de transferência de calor conjugada ($q_{cj,i}$) foi obtida subtraindo as diversas perdas térmicas da potência elétrica dissipada no aquecedor ($q_{h,i}$) como indicado na Equação (4.11).

$$q_{cj,i} = q_{h,i} - (q_{rad,i} + q_{fios,i} + q_{iso}) \quad (4.11)$$

onde, $q_{rad,i} = q_{rad_sub} + q_{rad_h,i}$.

As avaliações das perdas térmicas envolvidas no cálculo da taxa de transferência de calor conjugada para o aquecedor no substrato de alumínio também estão apresentadas no APÊNDICE C.

4.10.6 Número de Nusselt

Nos testes realizados para avaliar o número de Nusselt médio para um aquecedor ativo i , a temperatura de entrada do escoamento no duto foi considerada igual à temperatura adiabática do aquecedor ($T_{ad} = T_e$). Sendo assim, o número de Nusselt adiabático médio foi expresso por:

$$\overline{Nu}_{ad,i} = \frac{q_{cv,i}}{A_h (T_{h,i} - T_{ad})} \frac{a}{k_{ar}} \quad (4.12)$$

onde, a é a aresta do aquecedor, $q_{cv,i}$ é a taxa de transferência de calor por convecção calculada por meio da Equação (4.9), A_h é a área do aquecedor exposta ao escoamento e $T_{h,i}$ temperatura média do aquecedor.

A condutividade térmica do ar (k_{ar}) na Equação (4.12) foi obtida na temperatura média do escoamento $\bar{T}[K]$ entre o aquecedor ativo e a temperatura de entrada do escoamento, utilizando a correlação fornecida por Hartnett e Rohsenow (1973), conforme a Equação (4.13).

$$k_{ar} = \frac{2,646 \cdot 10^{-3} \sqrt{\bar{T}}}{1 + \left(\frac{245}{\bar{T}}\right) 10^{\left(\frac{-12}{\bar{T}}\right)}} \quad (4.13)$$

4.10.7 Determinação dos coeficientes conjugados

Conforme apresentado na Seção 3.3.2, as temperaturas $(T_{h,i})$ dos aquecedores protuberantes estão relacionadas com os coeficientes conjugados de transferência de calor e a potência dissipada em cada aquecedor $(q_{cj,i})$. No caso da configuração contendo dois aquecedores, essa relação é representada na Equação (4.14).

$$\begin{bmatrix} (T_{h,1} - T_e) \\ (T_{h,2} - T_e) \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{cj,1} \\ q_{cj,2} \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

onde, $g_{11}^+ = g_{22}^+$ e $g_{21}^+ = g_{12}^+$, devido à simetria térmica desta configuração.

Para a configuração contendo quatro aquecedores no interior do duto esta relação assume a forma da Equação(4.15).

$$\begin{bmatrix} (T_{h,1} - T_e) \\ (T_{h,2} - T_e) \\ (T_{h,3} - T_e) \\ (T_{h,4} - T_e) \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ & g_{14}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ & g_{24}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ & g_{34}^+ \\ g_{41}^+ & g_{42}^+ & g_{43}^+ & g_{44}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{cj,1} \\ q_{cj,2} \\ q_{cj,3} \\ q_{cj,4} \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

Esta configuração também apresenta uma simetria térmica, expressa pela Equação (4.16).

$$\left\{ \begin{array}{l} g_{11}^+ = g_{22}^+ \\ g_{21}^+ = g_{12}^+ \\ g_{31}^+ = g_{42}^+ \\ g_{41}^+ = g_{32}^+ \end{array} \right\} \quad \text{e} \quad \left\{ \begin{array}{l} g_{13}^+ = g_{24}^+ \\ g_{23}^+ = g_{14}^+ \\ g_{33}^+ = g_{44}^+ \\ g_{43}^+ = g_{34}^+ \end{array} \right\}. \quad (4.16)$$

Considerando testes experimentais com apenas um aquecedor ativo por vez, os coeficientes invariantes (g_{ni}^+) das Equações (4.14) e (4.15) foram determinados conforme a Equação (4.17), para ambas as configurações (com dois ou quatro aquecedores).

$$g_{ni}^+ = \frac{\dot{m} c_p}{q_{cj,i}} (T_{h,n} - T_e) \quad (4.17)$$

Nesta equação, $\dot{m}$ é a vazão mássica do escoamento, o calor específico c_p do ar está baseado na temperatura média ($\bar{T}$) do escoamento, $T_{h,n}$ é a temperatura média superficial do aquecedor inativo n , T_e é a temperatura de entrada do escoamento no duto e $q_{cj,i}$ é obtido através da Equação (4.10) ou (4.11), dependendo do substrato analisado.

Os testes experimentais foram efetuados inicialmente com apenas um aquecedor ativo, variando de forma discreta o número de Reynolds do escoamento de ar. Para cada aquecedor ativo foram efetuados testes experimentais na faixa do número de Reynolds definido na Equação (4.8) entre 2000 e 7000. Em cada conjunto de testes a temperatura do aquecedor ativo foi mantida em torno de 40°C ou 50°C por controle da potência elétrica dissipada em sua resistência. Este procedimento teve por finalidade verificar a invariância dos coeficientes conjugados com a taxa de transferência de calor conjugada dos aquecedores.

4.11 Análise das incertezas

A partir das variáveis medidas experimentalmente foi realizado uma análise da propagação das suas incertezas nos resultados desejados. Isso foi feito com a utilização do pacote computacional EES (Engineering Equation Solver). A incerteza ΔR de um resultado $R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, a partir de medidas $x_1, x_2, \dots, x_n$, foi obtida utilizando o método descrito por Kline e McClintok (1953), por meio da seguinte expressão:

$$\Delta R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \delta x_n\right)^2} \quad (4.18)$$

onde δx_n é a incerteza relativa à cada variável envolvida nessa equação.

A Tabela 4.1 ilustra as incertezas estimadas das medidas e propriedades, baseadas na experiência no processo de obtenção das medidas experimentais e na instrumentação utilizada. As incertezas estimadas do k_{ar} e μ_{ar} foram expressas através de uma porcentagem dos valores calculados, pois não apresentam variações significativas nas faixas de temperatura estabelecidas experimentalmente. As emissividades consideradas foram estimadas com base nos valores tabelados do alumínio apresentado por Incropera *et al.* (2001).

Para cada um dos testes realizados experimentalmente foram calculados os valores das incertezas propagadas no processo de cálculo do número de Reynolds do escoamento de entrada, dos coeficientes conjugados e do número de Nusselt adiabático médio, conforme apresentado no APÊNDICE D.

Tabela 4.1 – Incerteza das variáveis medidas e propriedades utilizadas.

Variável	Incerteza
a	5.10^{-5} m
W	5.10^{-5} m
D_b	5.10^{-5} m
$\Delta P_{\dot{a}l}$	1,956 Pa
$\Delta P_{\dot{a}g}$	9,78 Pa
ε_h	0,05
ε_{sub}	0,05
ε_A	0,05
k_{ar}	2%
μ_{ar}	1%
P_{atm}	100 mbar
T	0,2°C
K_b	2%

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais e numéricos obtidos a partir das configurações contendo dois e quatro aquecedores montados sobre os substratos de alumínio e de acrílico. Para cada um dos substratos foram avaliados os coeficientes conjugados de transferência de calor por convecção forçada-condução em função do número de Reynolds do escoamento de ar na entrada do duto.

O número de Nusselt adiabático médio também foi avaliado na montagem experimental com o substrato de acrílico devido a sua condutividade térmica relativamente pequena. Na modelagem numérica desta avaliação, o substrato foi uma placa adiabática.

As simulações numéricas foram efetuadas variando os valores da velocidade média de entrada (V_y) nas aberturas do duto entre 0,5 e 3,2 m/s, correspondendo a uma variação do número de Reynolds do escoamento de entrada (Re) na faixa de 1500 a 8500. Nas simulações, os aquecedores foram considerados rentes à superfície do substrato devido à dificuldade de convergência e o tempo excessivo de processamento computacional consumido nas tentativas de simulação com aquecedores protuberantes. Com isso, os resultados numéricos obtidos serão comparados aos experimentais com uma perspectiva mais qualitativa, já que eles se referem a uma configuração apenas semelhante à montagem experimental.

Na montagem experimental do duto com dois aquecedores na placa do substrato foram efetuados dezessete testes experimentais com o substrato de acrílico e quatorze testes com o substrato de alumínio. Já para a montagem contendo quatro aquecedores no substrato foram realizados vinte testes para cada tipo de substrato. Todos os testes experimentais foram realizados para uma faixa do número de Reynolds entre aproximadamente 2000 e 7000, correspondente a uma velocidade média do escoamento de ar na seção de entrada no duto na faixa entre 0,8 e 2,8 m/s. A vazão mássica total do escoamento foi medida através do bocal indicado na Figura 4.1. Devido à simetria do duto e sua montagem na caixa plenum, foi considerado que a metade da

vazão total de ar escoava em cada uma das duas entradas de topo no duto retangular (Equação (4.8)).

Os resultados experimentais e numéricos apresentados a seguir serão ilustrados por meio de figuras contendo as correlações associadas de $\overline{Nu}_{ad}$ e g_{ni}^+ na forma $C Re^m$. Além disso, esses resultados foram comparados utilizando um desvio relativo entre as curvas obtidas através da Equação (5.1).

$$DR [\%] = \frac{|V_N - V_E|}{V_E} 100 \quad (5.1)$$

onde, V_N e V_E são, respectivamente, os valores dos resultados numéricos e experimentais.

5.1 Montagem contendo dois aquecedores

Nesta seção serão apresentados e comparados os resultados experimentais e numéricos obtidos com o duto contendo dois aquecedores resfriados por escoamentos de ar incidentes confinados.

Inicialmente serão apresentados os resultados do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução para o substrato de acrílico e posteriormente para o substrato de alumínio. As temperaturas dos aquecedores montados nos substratos foram relacionadas com os coeficientes conjugados e com a taxa de transferência de calor conjugada de cada aquecedor, conforme indicado pela Equação (3.12) para as simulações numéricas e pela Equação (4.14) para os testes experimentais. Nesta configuração há uma simetria geométrica e térmica dos dois aquecedores, de modo que os resultados obtidos para cada aquecedor devam ser idênticos. Desse modo, esta configuração gera apenas um número de Nusselt adiabático médio $\overline{Nu}_{ad,1} = \overline{Nu}_{ad,2}$ e dois coeficientes conjugados: $g_{11}^+ = g_{22}^+$ e $g_{12}^+ = g_{21}^+$.

5.1.1 Substrato de acrílico

As Tabelas 5.1 e 5.2 apresentam respectivamente os principais resultados experimentais e numéricos obtidos com o substrato de acrílico. Na Tabela 5.1 observa-se que os testes experimentais foram realizados para duas temperaturas distintas dos aquecedores (T_h), sendo doze testes realizados a 40°C e cinco a 50°C, aproximadamente. A coluna referente às perdas térmicas (q_p), obtidas conforme descrito no APÊNDICE C, apresenta valores quase uniformes para as mesmas temperaturas do aquecedor, para aproximadamente 40°C ou 50°C. Já a sua razão com a potência elétrica dissipada no aquecedor (q_h) diminui com o aumento do número de Reynolds do escoamento (Re) de aproximadamente 16% a 9% nestes testes.

Nos testes experimentais realizados com o substrato de acrílico, a taxa de transferência de calor do aquecedor para o escoamento de ar ocorre tanto de forma direta por convecção forçada, devido às superfícies do aquecedor expostas ao escoamento, quanto de forma indireta, através de condução no substrato. Dessa forma, como o substrato de acrílico possui baixa condutividade térmica, o principal modo de resfriamento do aquecedor ocorreu por convecção direta para o escoamento de ar, conforme apresentado no APÊNDICE C. A Tabela 5.1 apresenta a razão entre a taxa de transferência de calor por convecção (q_{cv}) e a potência dissipada no aquecedor (q_h). Observa-se que essa razão aumentou com o número de Reynolds na faixa entre 84% e 91% devido ao aumento da transferência convectiva de calor.

Na modelagem numérica seis testes foram realizados com apenas uma temperatura do aquecedor, de 22°C, com os resultados apresentados na Tabela 5.2. Neste caso também o resfriamento do aquecedor ocorreu principalmente por convecção, apresentando uma faixa de variação de 88% a 93% da taxa de transferência de calor conjugada, tanto para os resultados numéricos (Tabela 5.2) quanto para os resultados experimentais (Tabela 5.1).

Tabela 5.1 – Resultados experimentais obtidos com o substrato de acrílico.

Teste	T_e [°C]	T_h [°C]	q_h [W]	q_p [W]	q_{cv} [W]	$\frac{q_{cv}}{q_h}$	q_{cj} [W]	$\frac{q_{cv}}{q_{cj}}$	$g^+_{11} = g^+_{22}$	$\overline{Nu}_{ad,1}$	Re
1-aq.1	27,0	39,8	1,61	0,26	1,36	84%	1,54	88%	25,07	53,00	1965
2-aq.1	28,9	50,2	2,70	0,42	2,28	84%	2,57	89%	25,34	52,57	1979
3-aq.1	26,8	40,1	1,79	0,27	1,53	85%	1,72	89%	26,56	57,42	2234
4-aq.1	27,8	40,0	1,77	0,24	1,53	86%	1,71	90%	28,07	62,59	2550
5-aq.1	29,5	50,0	3,19	0,41	2,78	87%	3,07	90%	30,08	66,45	2908
6-aq.1	28,0	39,8	1,87	0,23	1,64	87%	1,81	91%	29,32	69,24	2918
7-aq.1	28,8	39,6	1,82	0,21	1,61	88%	1,76	91%	31,20	74,38	3289
8-aq.1	28,9	39,9	1,98	0,22	1,75	89%	1,92	92%	33,41	79,44	3760
9-aq.1	29,3	50,4	4,13	0,45	3,68	89%	4,01	92%	35,00	85,51	4300
10-aq.1	28,4	39,8	2,22	0,23	1,99	89%	2,16	92%	35,08	86,88	4314
11-aq.1	27,2	39,9	2,66	0,27	2,39	90%	2,60	92%	37,03	93,94	4925
12-aq.1	27,0	39,6	2,83	0,27	2,55	90%	2,76	92%	39,45	101,24	5623
13-aq.1	29,0	49,8	5,01	0,46	4,55	91%	4,90	93%	41,87	107,44	6373
14-aq.1	26,5	39,2	3,05	0,28	2,76	91%	2,98	93%	42,07	108,82	6460
15-aq.2	28,9	40,3	1,53	0,23	1,30	85%	1,46	88%	27,16	56,05	2254
16-aq.2	29,0	49,8	3,65	0,46	3,19	87%	3,54	90%	33,26	74,86	3658
17-aq.2	28,7	40,4	2,64	0,26	2,38	90%	2,58	92%	39,42	100,79	5653

Obs: aq. 1: apenas o aquecedor 1 ativo.

aq. 2: apenas o aquecedor 2 ativo.

Tabela 5.2 – Resultados numéricos obtidos com o substrato de acrílico.

Teste	T_w [°C]	q_{cj} [W]	q_{cd} [W]	q_{cv} [W]	q_{cv}/q_{cj}	$g^+_{11} = g^+_{22}$	$\overline{Nu}_{ad}$	Re
1	22	0,25	0,03	0,22	88%	34,50	43,01	1493
2	22	0,30	0,03	0,27	90%	41,31	51,19	2111
3	22	0,36	0,03	0,32	90%	49,22	61,05	2984
4	22	0,43	0,04	0,39	91%	58,36	72,99	4222
5	22	0,51	0,04	0,47	92%	68,48	93,71	5971
6	22	0,66	0,04	0,62	93%	74,90	123,35	8443

Os resultados experimentais e numéricos para o valor médio do número de Nusselt adiabático médio para o aquecedor ativo (1) em função do número de Reynolds do escoamento de entrada (Re) estão apresentados na Figura 5.1. Elas apresentaram aproximadamente o mesmo expoente de Reynolds na faixa avaliada, com uma inclinação um pouco mais acentuada da curva experimental. Para valores baixos do número de Reynolds, os pontos experimentais estão mais

próximos da curva numérica. O menor desvio relativo entre os resultados experimentais e numéricos ficou em torno de 7% e o maior desvio, em torno de 16%. As simulações foram efetuadas com os aquecedores rentes à superfície do substrato, enquanto a montagem experimental continha aquecedores protuberantes. Essa diferença de configuração implica em efeitos distintos no escoamento e na troca de calor dos aquecedores, resultando nos valores ligeiramente superiores de $\overline{Nu}_{ad}$ para as medidas experimentais.

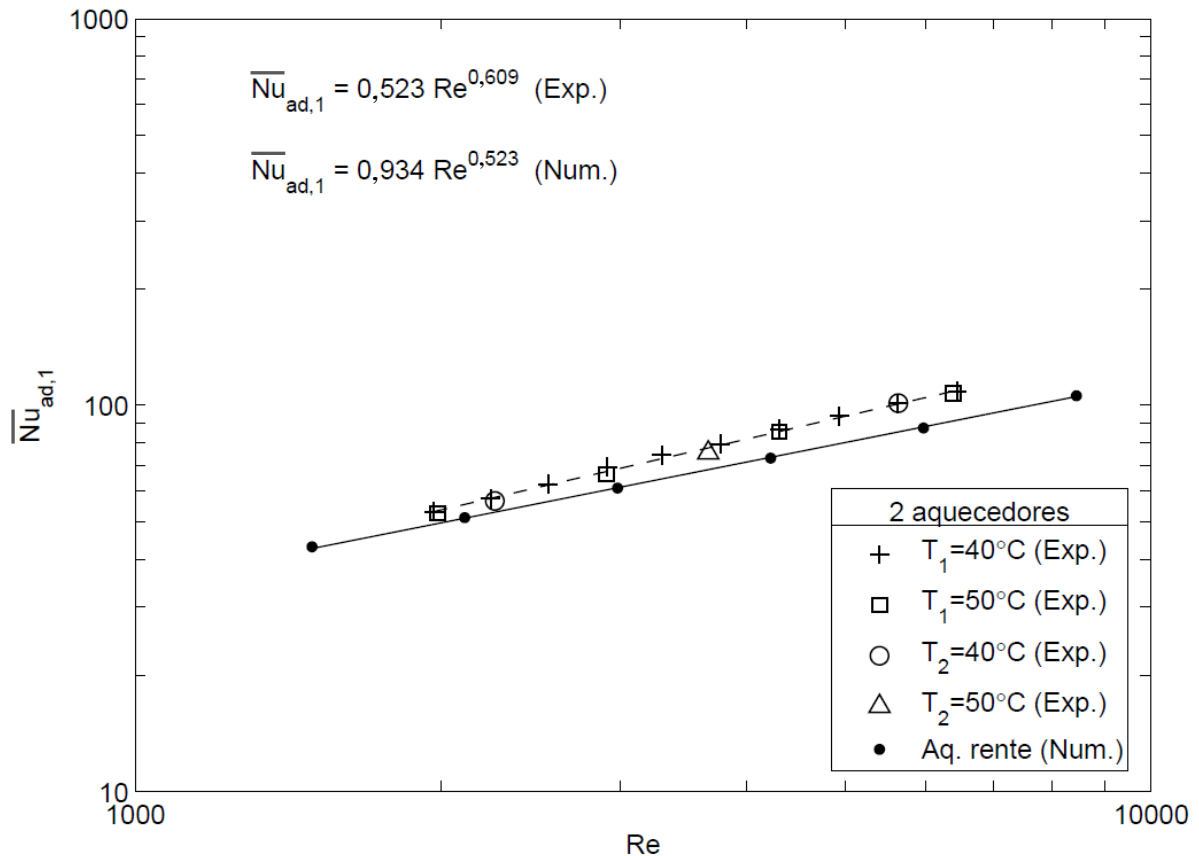


Figura 5.1 – Nusselt adiabático médio do aquecedor (1) - substrato de acrílico.

O coeficiente conjugado g_{11}^+ de autoaquecimento foi obtido conforme descrito no APÊNDICE C. A Figura 5.2 apresenta os resultados experimentais e numéricos em função do número de Reynolds do escoamento incidente (Re) sobre os aquecedores para o substrato de acrílico. Nesta figura também são apresentadas correlações desse coeficiente com o número de Reynolds para ambos os resultados.

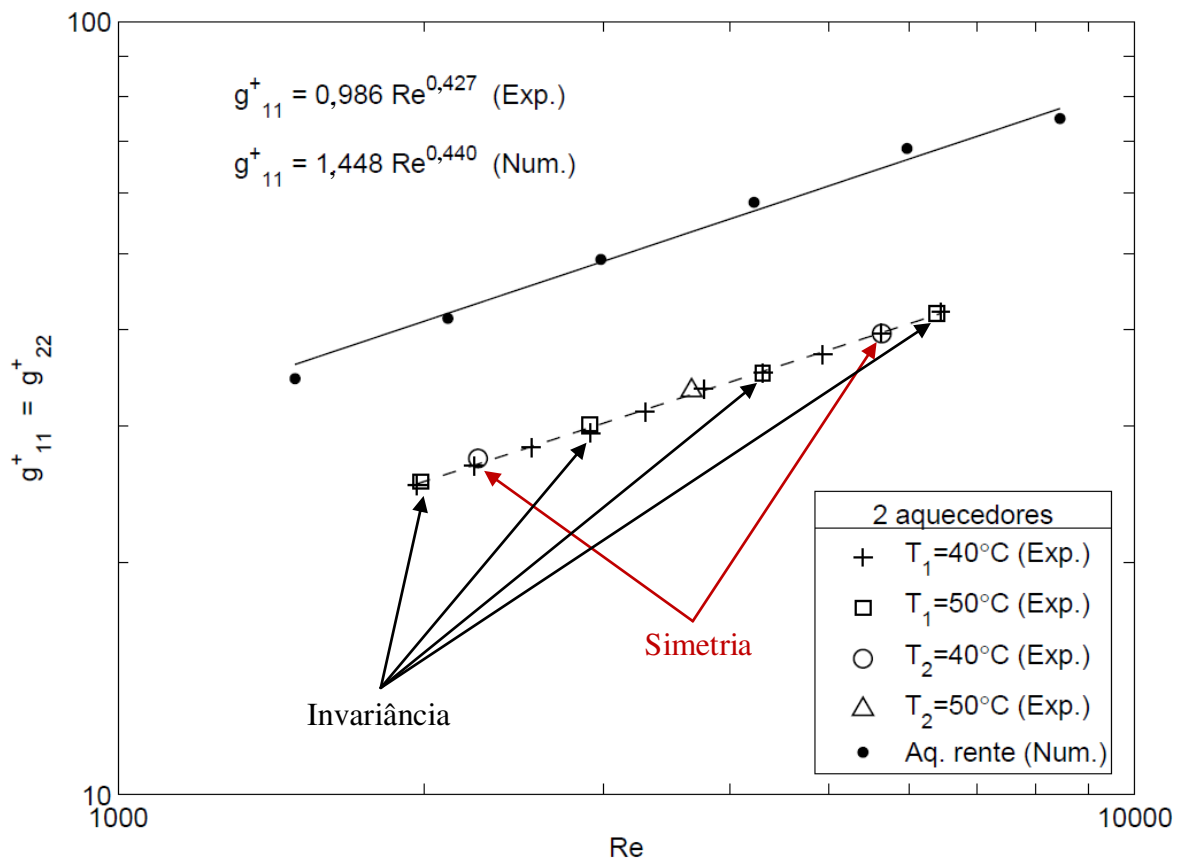


Figura 5.2 – Coeficiente conjugado g_{11}^+ - substrato de acrílico.

Os resultados experimentais foram praticamente 38% menores do que os numéricos, embora eles tenham apresentado quase que a mesma variação com o número de Reynolds (Figura 5.2). Essa diferença pode ser atribuída à utilização de aquecedores rentes nas simulações numéricas, enquanto que nos testes experimentais foram utilizados aquecedores protuberantes, com área de contato com o escoamento 48% maior. Como mostrado na Figura 5.1, o coeficiente convectivo das medidas experimentais é cerca de 10% maior que o numérico. Dessa forma, a taxa de troca de calor por convecção será nitidamente maior no aquecedor experimental nas mesmas condições de temperatura e escoamento no duto. Nestas mesmas condições, as taxas de perda de calor por condução dos aquecedores para o substrato, obtidas através das medidas ou das simulações devem ser semelhantes. Além disso, a contribuição relativa da condução de calor no resfriamento dos aquecedores montados no substrato de acrílico é menor que aquela da convecção direta. Desse modo, a taxa de perda de calor pelo mecanismo conjugado também será notadamente maior na avaliação experimental do que na avaliação numérica. Com a definição do

coeficiente conjugado g_{11}^+ na Equação (4.17), a discrepância aparente dos resultados experimentais e numéricos na Figura 5.2 pode então ser justificada.

A simetria térmica desta montagem em relação aos aquecedores (1) e (2) foi verificada através de dois testes com apenas um aquecedor ativo no duto. Primeiramente foi imposta uma temperatura em apenas um dos aquecedores ($i = 1$ ou 2) para obter o coeficiente conjugado (g_{ii}^+). Posteriormente, um novo teste foi realizado para determinar o coeficiente conjugado (g_{jj}^+) para o outro aquecedor ($j = 1$ ou 2), impondo a mesma temperatura do aquecedor do caso anterior. Os resultados experimentais obtidos neste tipo de teste estão indicados na Figura 5.2 e apresentaram praticamente os mesmos resultados. Numa segunda verificação, as temperaturas impostas a cada aquecedor foram alteradas de 40°C para 50°C, com o objetivo de verificar se com isso os coeficientes conjugados g_{11}^+ ou g_{22}^+ sofreriam alterações nestes testes experimentais. Da mesma forma, os resultados obtidos, apresentados na Figura 5.2, também indicaram que os coeficientes conjugados representam um descritor invariante do processo conjugado de transferência de calor por convecção forçada-condução.

Com o substrato de acrílico não foi possível obter os valores dos coeficientes conjugados g_{21}^+ ou g_{12}^+ , pois a variação de temperatura do aquecedor passivo por influência do aquecedor ativo foi sempre inferior a 0,1°C, que era a resolução do medidor digital de temperatura utilizado. Esse fato se deve ao substrato de acrílico, que impede um aumento mensurável da temperatura do aquecedor passivo por condução do aquecedor ativo através do substrato. As simulações numéricas efetuadas também indicaram a mesma dificuldade, conforme ilustrado na Figura 5.3.

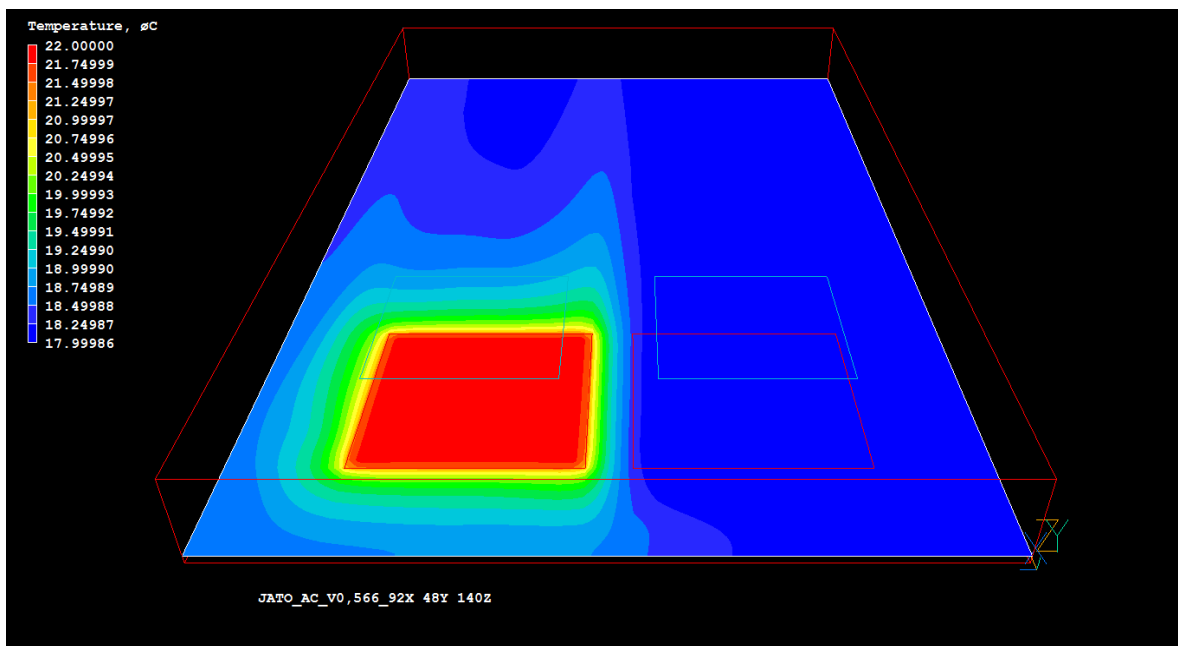


Figura 5.3 – Regiões isotérmicas na superfície do substrato de acrílico.

Como o coeficiente conjugado não depende apenas da contribuição da condução, a contribuição da convecção térmica também deve ser considerada. Para essa finalidade, os vetores de velocidade do escoamento obtidos através de simulação numérica são apresentados na Figura 5.4. Nota-se que os dois escoamentos incidentes sobre os aquecedores impedem que a esteira térmica do aquecedor ativo influencie termicamente o aquecedor passivo, devido à simetria do escoamento.

Para cada um dos testes experimentais foi feita uma análise da propagação das incertezas, conforme descrito na Seção 4.11. Todos os valores obtidos a partir dessa análise estão ilustrados no APÊNDICE D, onde a incerteza média relativa do coeficiente $g_{11}^+ = g_{22}^+$ foi de 6,2% e do número de Reynolds de 5,8%.

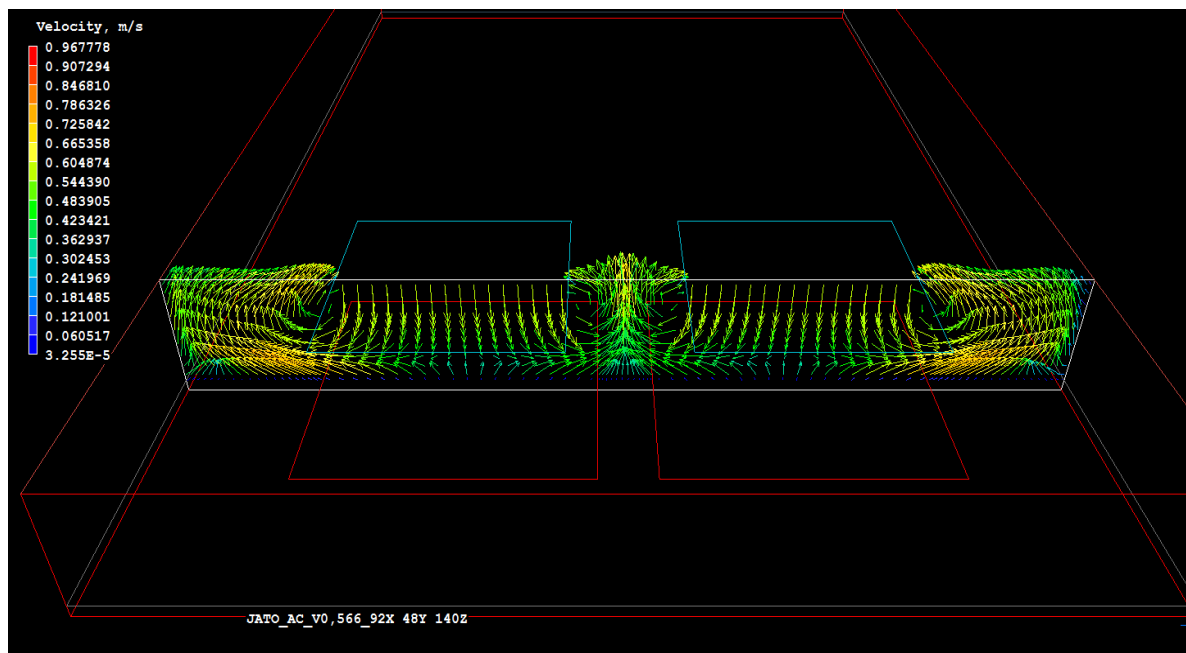


Figura 5.4 – Vetores de velocidade no plano x, y em $z = 50$ mm.

5.1.2 Substrato de alumínio

Nos testes com o substrato de alumínio, os principais resultados experimentais e numéricos obtidos estão apresentados respectivamente na Tabela 5.3 e na Tabela 5.4.

A Tabela 5.3 apresenta os resultados de quatorze testes experimentais realizados para dois níveis de temperatura do aquecedor, sendo sete testes realizados a 40°C e sete a 50°C aproximadamente, na mesma faixa de valores de Reynolds (Re) dos testes com o substrato de acrílico.

Para atingir uma mesma temperatura do aquecedor montado no substrato de alumínio, a potência elétrica (q_h) dissipada é aproximadamente cinco vezes maior do que no caso com o substrato de acrílico (Tabela 5.1). Isso indica que a elevada condutividade térmica do alumínio causa um aumento significativo da condução através do substrato. Como o duto estudado é isolado termicamente na sua superfície externa (Seção 4.7), grande parte do calor conduzido

através do substrato é transferido ao escoamento por convecção, enquanto que uma pequena parcela (média de 6,3%) é perdida através do isolamento térmico.

As perdas térmicas (q_p) indicadas na Tabela 5.3 foram avaliadas conforme descrito no APÊNDICE C para cada teste realizado. Observa-se que seu valor relativo à potência elétrica dissipada no aquecedor (q_p/q_h) diminui com o aumento do número de Reynolds do escoamento incidente (Re) sobre os aquecedores. Com isso, a relação entre a taxa de transferência de calor por condução (q_{cd}) e a potência dissipada no aquecedor (q_h) aumenta de 74% a 85% com o aumento do número de Reynolds do escoamento.

Tabela 5.3 – Resultados experimentais obtidos com o substrato de alumínio.

Teste	T_e [°C]	T_h [°C]	q_h [W]	q_p [W]	q_{cd} [W]	$\frac{q_{cd}}{q_h}$	q_{cj} [W]	$\frac{q_{cd}}{q_{cj}}$	$g^+_{11} = g^+_{22}$	$g^+_{21} = g^+_{12}$	Re
1-aq.1	27,3	40,2	8,06	0,71	5,94	74%	7,35	81%	5,39	3,88	2055
2-aq.1	27,4	49,8	14,74	1,25	10,79	73%	13,48	80%	5,81	4,13	2342
3-aq.1	27,3	40,3	9,04	0,69	6,68	74%	8,34	80%	6,20	4,31	2667
4-aq.1	27,3	50,1	16,88	1,24	12,43	74%	15,64	79%	6,62	4,48	3042
5-aq.1	27,1	40,6	10,59	0,71	7,86	74%	9,89	80%	7,02	4,65	3444
6-aq.1	27,5	50,0	18,82	1,18	13,94	74%	17,64	79%	7,49	4,81	3931
7-aq.1	27,0	40,6	12,23	0,69	9,14	75%	11,54	79%	7,93	4,95	4509
8-aq.1	26,3	49,7	22,06	1,18	16,36	74%	20,89	78%	8,60	5,22	5151
9-aq.1	26,3	39,5	13,27	0,63	9,92	75%	12,64	78%	9,13	5,37	5870
10-aq.1	27,7	49,5	23,15	1,06	17,16	74%	22,09	78%	9,79	5,55	6638
11-aq.2	26,2	40,1	8,70	0,69	6,86	79%	8,01	86%	5,34	3,88	2068
12-aq.2	25,1	50,2	18,74	1,19	15,09	80%	17,55	86%	6,54	4,46	3078
13-aq.2	25,8	50,2	21,93	1,08	18,12	83%	20,85	87%	7,89	4,91	4532
14-aq.2	26,5	39,6	14,16	0,51	11,99	85%	13,65	88%	9,54	5,44	6669

Obs: aq. 1: apenas o aquecedor 1 ativo.

aq. 2: apenas o aquecedor 2 ativo.

Na Tabela 5.3 observa-se que nos dez testes realizados com o aquecedor (1) ativo, a taxa de transferência de calor por condução através do substrato de alumínio representou aproximadamente 79% da taxa de transferência de calor conjugada (q_{cd}/q_{cj}), enquanto que os quatro testes relativos ao aquecedor (2) essa fração foi em torno de 87%. Essa diferença pode ser causada devido ao contato térmico distinto dos dois aquecedores com a placa de alumínio, que

por sua vez não alterou os valores dos coeficientes conjugados para, aproximadamente, os mesmos valores do número de Reynolds avaliado.

A Tabela 5.4 apresenta os resultados numéricos de seis testes utilizando substrato de alumínio, considerando o aquecedor ativo T_w a 22°C e temperatura de 18°C na entrada do duto. Nestes testes, a potência dissipada (q_{cj}) no aquecedor ativo é cerca de seis vezes maior que os valores correspondentes na Tabela 5.2. Isso ocorre porque agora o principal mecanismo de perda de calor do aquecedor ocorre por condução através do substrato de alumínio, retornando finalmente para o escoamento. Nestes seis testes a taxa de transferência de calor por condução através do substrato de alumínio representou aproximadamente 84% da taxa de transferência de calor conjugada, enquanto que a média dos resultados experimentais ficou em torno de 83% (Tabela 5.3).

Tabela 5.4 – Resultados numéricos obtidos com o substrato de alumínio.

Teste	T_w [°C]	q_{cj} [W]	q_{cd} [W]	q_{cd}/q_{cj}	q_{cv} [W]	$g^+_{11} = g^+_{22}$	$g^+_{21} = g^+_{12}$	Re
1	22	1,47	1,24	85%	0,22	5,99	5,22	1493
2	22	1,74	1,47	85%	0,27	7,14	6,05	2111
3	22	2,07	1,74	84%	0,32	8,49	6,98	2984
4	22	2,45	2,06	84%	0,39	10,12	8,01	4222
5	22	2,91	2,44	84%	0,47	12,08	9,14	5971
6	22	3,48	2,87	82%	0,62	14,25	10,22	8443

Os coeficientes conjugados $g^+_{11} = g^+_{22}$ para o substrato de alumínio são apresentados na Figura 5.5 em função do número de Reynolds do escoamento de entrada (Re). Eles foram calculados a partir de um balanço de energia envolvendo o aquecedor e o substrato de alumínio, conforme descrito no APÊNDICE C.

Os resultados numéricos e experimentais obtidos para o coeficiente conjugado $g^+_{11} = g^+_{22}$ foram correlacionados com o número de Reynolds (Re), como indicado na Figura 5.5. Os dois resultados apresentam praticamente o mesmo coeficiente angular com o número de Reynolds. Conforme já observado na Figura 5.2, os resultados numéricos também apresentam valores maiores do coeficiente conjugado, conforme ilustrado na Figura 5.5. Esse fato, já explicado,

ocorre devido à área de troca de calor exposta ao escoamento de ar ser menor nos aquecedores rentes utilizados na análise numérica, implicando em valores maiores de $g_{11}^+ = g_{22}^+$. Porém, ao comparar a Figura 5.2 com a Figura 5.5, observa-se que nesta figura a curva numérica está bem mais próxima da curva experimental. Esta maior proximidade pode ser justificada pelo fato da utilização, neste caso, do alumínio como substrato, onde a maior contribuição da taxa de transferência de calor do aquecedor ocorre por meio da condução para o substrato. Com base nos resultados já apresentados, a contribuição da condução do aquecedor para o substrato de alumínio representa, tanto nos resultados experimentais como nos numéricos, praticamente 82% da taxa de transferência conjugada de calor. Dessa forma, a contribuição relativa da convecção nos dois resultados é menor, aproximando as duas correlações na Figura 5.5.

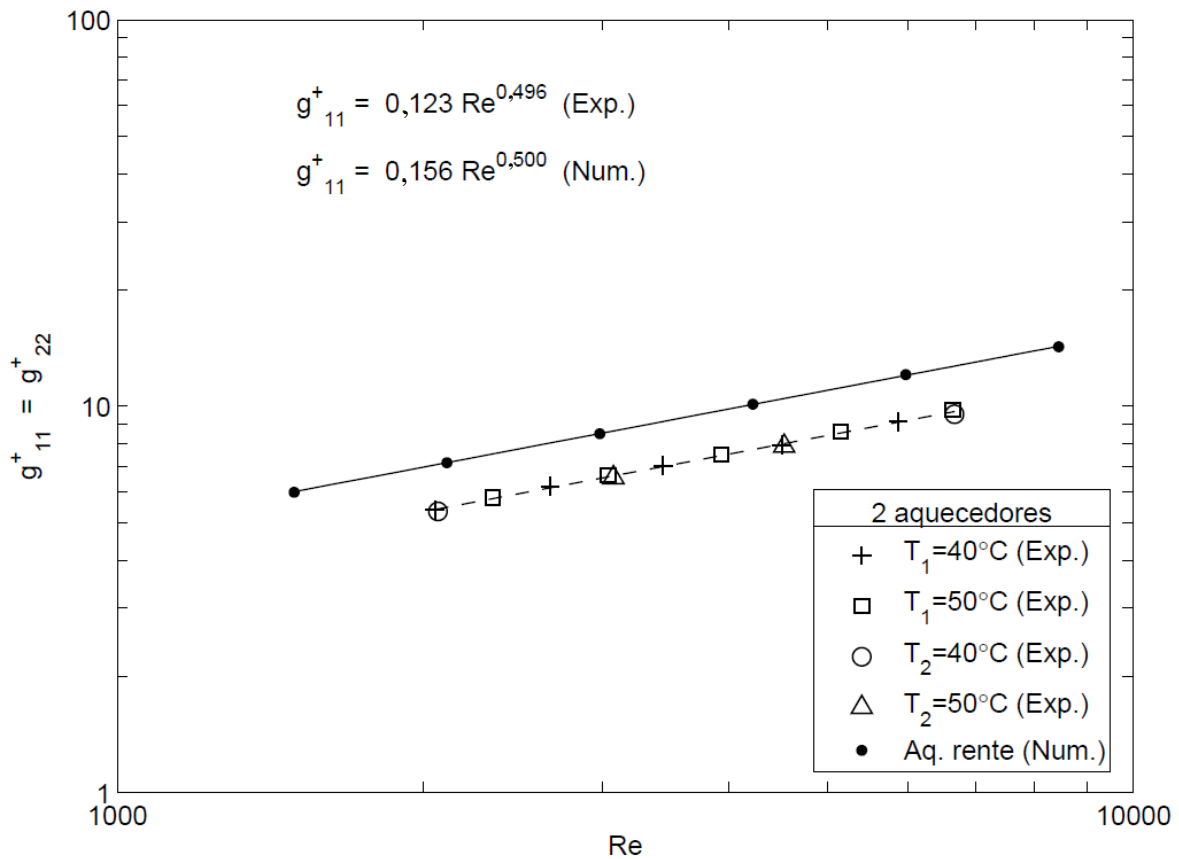


Figura 5.5 – Coeficiente conjugado g_{11}^+ - substrato de alumínio.

Na Figura 5.5 observa-se também que os coeficientes conjugados $g_{11}^+ = g_{22}^+$ do aquecedor no substrato de alumínio são aproximadamente um quinto dos valores correspondentes no

substrato de acrílico, relativos aos testes experimentais. Isso se deve à maior condutividade térmica do substrato metálico e à maior taxa de troca de calor conjugada associada.

Na Figura 5.6 observa-se o comportamento dos coeficientes conjugados $g_{21}^+ = g_{12}^+$ obtidos numericamente e experimentalmente em função do número de Reynolds do escoamento incidente (Re) sobre os aquecedores. Com o substrato de alumínio foi possível determinar a influência do aquecedor ativo no aquecedor passivo ao seu lado, pois ela ocorre quase que exclusivamente por condução pelo substrato, conforme os resultados apresentados nas Tabelas 5.3 e 5.4. A razão dessa influência pode ser observada na Figura 5.7, onde são ilustradas regiões isotérmicas obtidas numericamente na superfície do substrato de alumínio.

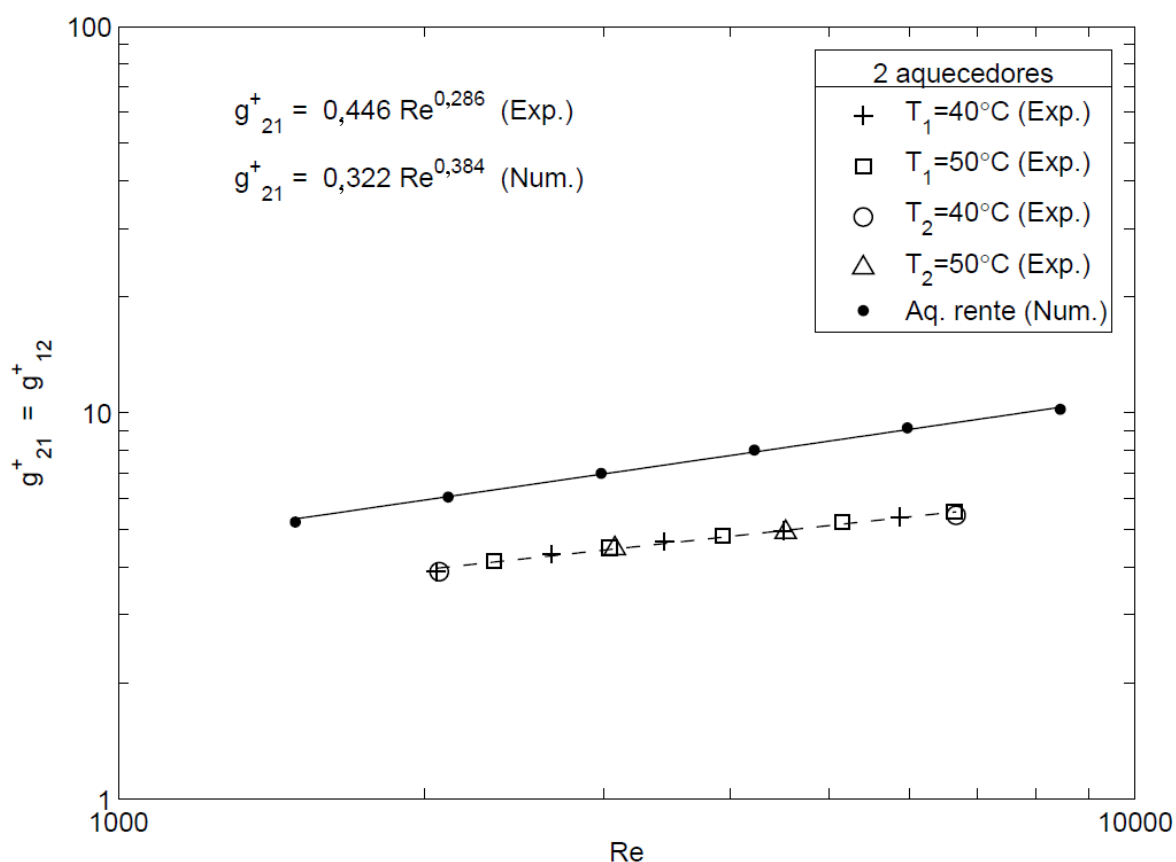


Figura 5.6 – Coeficiente conjugado g_{21}^+ - substrato de alumínio.

As curvas ilustradas na Figura 5.6 apresentam comportamentos semelhantes com o aumento do número de Reynolds do escoamento, porém elas apresentam uma pequena diferença no expoente de Re . As medidas experimentais estão associadas a um expoente menor, indicando uma taxa maior de troca conjugada de calor do aquecedor em comparação com os resultados numéricos. Isso pode ser uma decorrência dos aquecedores protuberantes na montagem experimental e rentes nas simulações, implicando num aumento relativo da taxa convectiva de troca de calor nas medidas experimentais e desta forma coeficientes $g_{21}^+ = g_{12}^+$ menores.

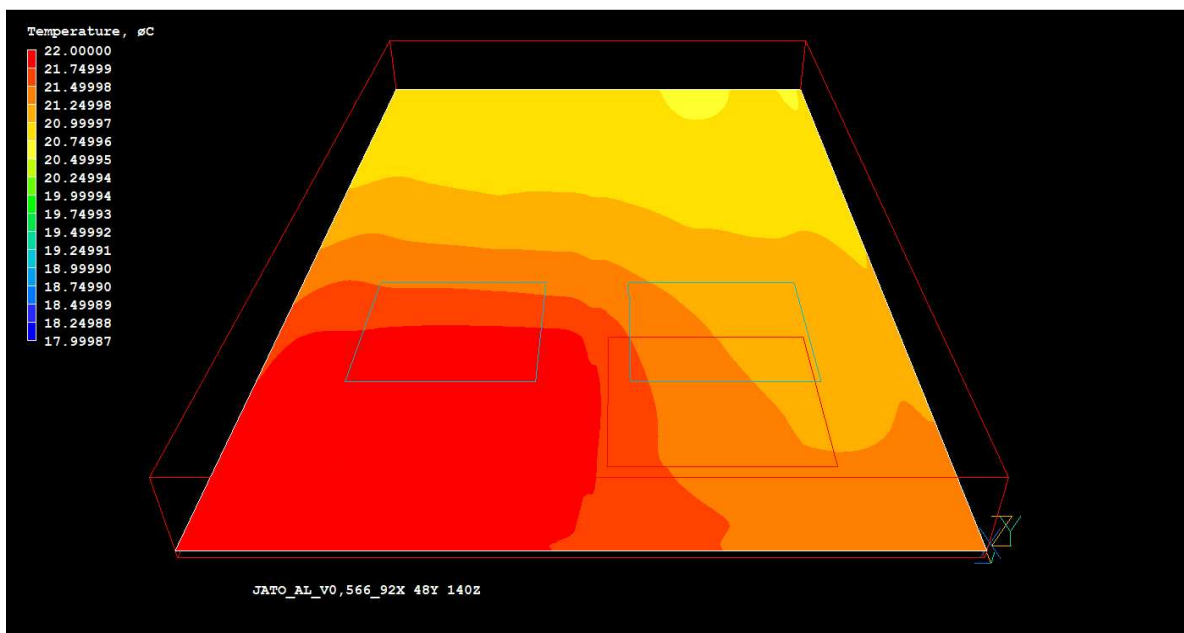


Figura 5.7 – Regiões isotérmicas na superfície do substrato de alumínio.

De forma análoga ao descrito nos testes realizados com o substrato de acrílico, testes experimentais adicionais foram realizados com o substrato de alumínio com o objetivo de verificar a simetria térmica dos dois aquecedores no duto e a invariância do coeficiente conjugado com a variação da taxa de transferência de calor conjugada de cada aquecedor ativo. Os resultados apresentados nas Figuras 5.5 e 5.6 confirmam essas duas características.

Conforme descrito na Seção 4.11, para cada um dos testes realizados experimentalmente foi realizado uma análise da propagação das incertezas onde todos os valores obtidos estão apresentados no APÊNDICE D. Dessa forma, as incertezas médias dos coeficientes $g_{11}^+ = g_{22}^+$ e

$g_{21}^+ = g_{12}^+$ foram respectivamente de 6,1% e 6,4%, enquanto que a incerteza do número de Reynolds foi de 5,8%.

5.2 Montagem contendo quatro aquecedores

Nesta seção serão comparados os resultados numéricos e experimentais obtidos a partir do duto contendo quatro aquecedores resfriados por dois escoamentos de ar confinados incidentes sobre o par de aquecedores a montante no duto. Neste caso, o par de aquecedores a montante ficou na mesma posição da montagem anterior e um novo par foi posicionado a jusante, como indicado na Figura 3.9, com a numeração dos aquecedores.

Inicialmente serão apresentados os resultados dos coeficientes conjugados para o substrato de acrílico e posteriormente, para o substrato de alumínio. As temperaturas dos aquecedores estão relacionadas com os coeficientes conjugados e a potência dissipada em cada aquecedor, conforme indicado nas Equações (3.13) e (4.15).

Com base nos resultados anteriores, devido à simetria térmica da configuração estudada, serão apresentados os resultados obtidos considerando os aquecedores (1) e (3) ativos. Os aquecedores (2) e (4) adjacentes devem apresentar resultados correspondentes.

5.2.1 Substrato de acrílico

As Tabelas 5.5 e 5.6 apresentam respectivamente os principais resultados experimentais e numéricos obtidos com o substrato de acrílico quando apenas o aquecedor (1) estava ativo no duto. A Tabela 5.5 apresenta os valores experimentais além de $g_{11}^+ = g_{22}^+$, $g_{31}^+ = g_{42}^+$ e $\overline{Nu}_{ad,1}$ em função do número de Reynolds do escoamento incidente (Re). Observa-se que dois níveis de temperatura (T_h), de aproximadamente 40°C e 50°C, foram alternadamente impostos no

aquecedor (1) variando o número de Reynolds do escoamento, totalizando assim dez testes experimentais com o aquecedor (1) ativo.

Tabela 5.5 – Resultados experimentais do aquecedor (1) ativo - substrato de acrílico.

$T_e [^{\circ}\text{C}]$	$T_h [^{\circ}\text{C}]$	$q_h [\text{W}]$	$q_p [\text{W}]$	$q_{cv} [\text{W}]$	$q_{cj} [\text{W}]$	$g^+_{11} = g^+_{22}$	$g^+_{31} = g^+_{42}$	$\overline{Nu}_{ad,1}$	Re
23,5	40,4	2,05	0,33	1,72	1,94	27,15	3,00	50,96	2113
24,1	50,0	3,39	0,54	2,85	3,23	28,89	3,12	54,41	2432
24,3	40,6	2,31	0,32	1,99	2,21	29,79	2,92	61,01	2721
24,9	49,9	3,80	0,53	3,27	3,65	31,65	2,91	64,61	3110
25,1	39,8	2,43	0,30	2,13	2,35	32,78	2,61	72,67	3523
25,2	49,9	4,38	0,54	3,84	4,23	34,79	2,68	76,69	4009
24,7	40,7	3,04	0,34	2,70	2,94	36,78	2,30	84,28	4560
24,7	49,6	5,12	0,56	4,56	4,97	38,74	2,49	90,49	5216
24,4	40,0	3,45	0,34	3,11	3,35	40,94	2,62	99,85	5939
24,8	50,0	6,01	0,57	5,44	5,87	43,01	2,39	106,48	6739

A Tabela 5.6 apresenta os resultados numéricos obtidos com o aquecedor ativo (1) considerado T_w a 22°C, com o escoamento incidente de ar a 18°C nos seis testes realizados, em função do número de Reynolds do escoamento incidente (Re).

Tabela 5.6 – Resultados numéricos do aquecedor (1) ativo - substrato de acrílico.

$T_w [^{\circ}\text{C}]$	$q_{cj} [\text{W}]$	$q_{cd} [\text{W}]$	$q_{cv} [\text{W}]$	$g^+_{11} = g^+_{22}$	$g^+_{31} = g^+_{42}$	$\overline{Nu}_{ad,1}$	Re
22	0,25	0,03	0,22	34,50	7,25	43,01	1493
22	0,30	0,03	0,27	41,31	8,18	51,19	2111
22	0,36	0,03	0,32	49,22	9,17	61,05	2984
22	0,43	0,04	0,39	58,36	10,14	72,99	4222
22	0,51	0,04	0,47	68,48	10,74	87,35	5971
22	0,66	0,04	0,62	74,90	12,09	105,85	8443

A Figura 5.8 apresenta o número de Nusselt adiabático médio em função do número de Reynolds do escoamento incidente. Os resultados mostrados na Tabela 5.5 e na Tabela 5.6 forneceram duas correlações para $\overline{Nu}_{ad,1}$, como apresentado na Figura 5.8. A correlação numérica de $\overline{Nu}_{ad}$ para o aquecedor (1) foi a mesma já apresentada anteriormente na Figura 5.1,

pois este aquecedor está na mesma posição e isso indicou que a inclusão dos aquecedores rentes a jusante no substrato de acrílico não alterou a taxa convectiva de troca de calor do aquecedor (1). Esse fato também pode ser observado com a correlação numérica do coeficiente conjugado ($g_{11}^+ = g_{22}^+$) incluída na Figura 5.9.

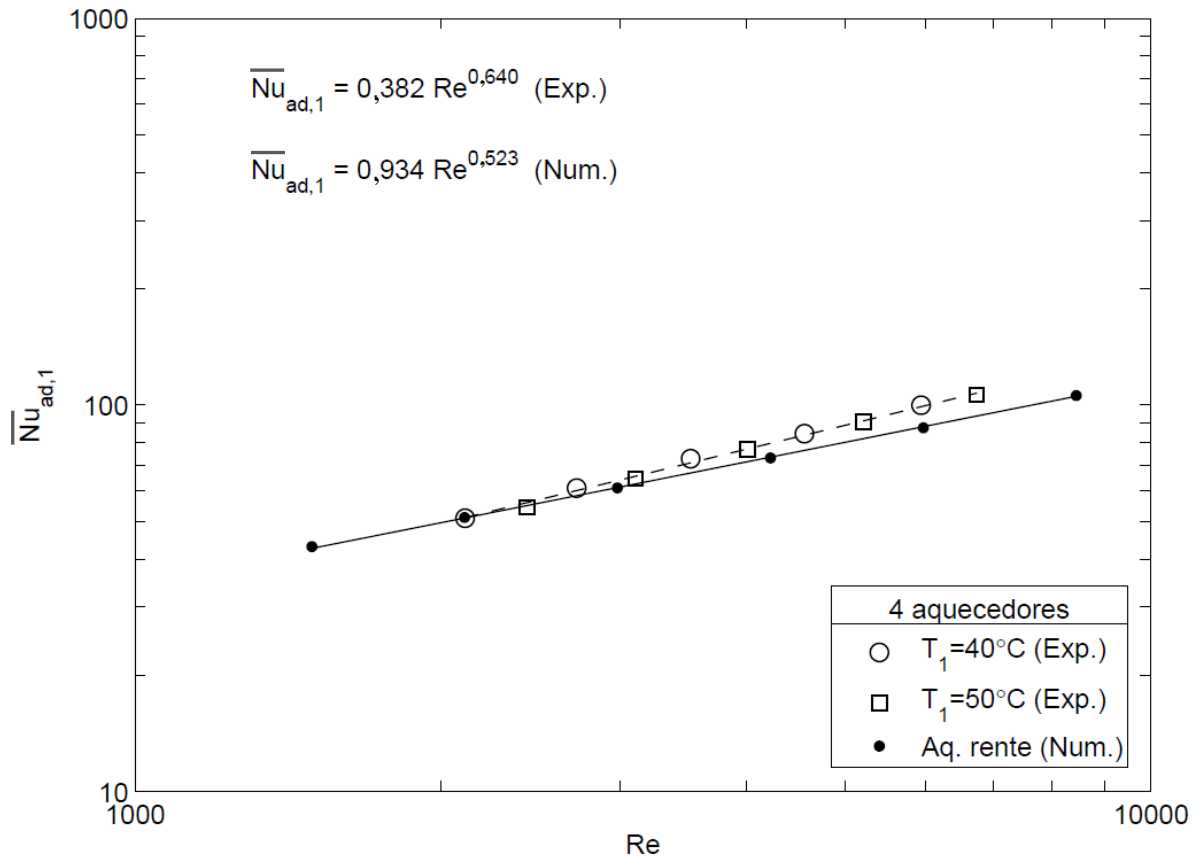


Figura 5.8 – Nusselt adiabático médio do aquecedor (1) - substrato de acrílico.

De forma semelhante aos resultados apresentados na Figura 5.1, aqui também os valores experimentais obtidos para $\overline{Nu}_{ad}$ ficaram ligeiramente acima dos valores numéricos. Novamente, a diferença pode ser atribuída à configuração distinta dos aquecedores (rentes ou protuberantes) e seus efeitos no escoamento fluido e nas suas taxas de troca de calor. O menor desvio relativo entre as correlações da Figura 5.8 está em torno de 0,2% e o maior, em torno de 13%. Ao comparar as correlações experimentais das Figuras 5.8 e 5.1, nota-se uma diferença mínima de 4% e máxima de 7,5% para a faixa do número de Reynolds (Re) avaliada.

A Figura 5.9 ilustra o comportamento dos coeficientes conjugados $g_{11}^+ = g_{22}^+$ em função do número de Reynolds do escoamento para o substrato de acrílico. Os resultados experimentais e numéricos do coeficiente conjugado foram correlacionados em cada caso com o número de Reynolds do escoamento de entrada (Re).

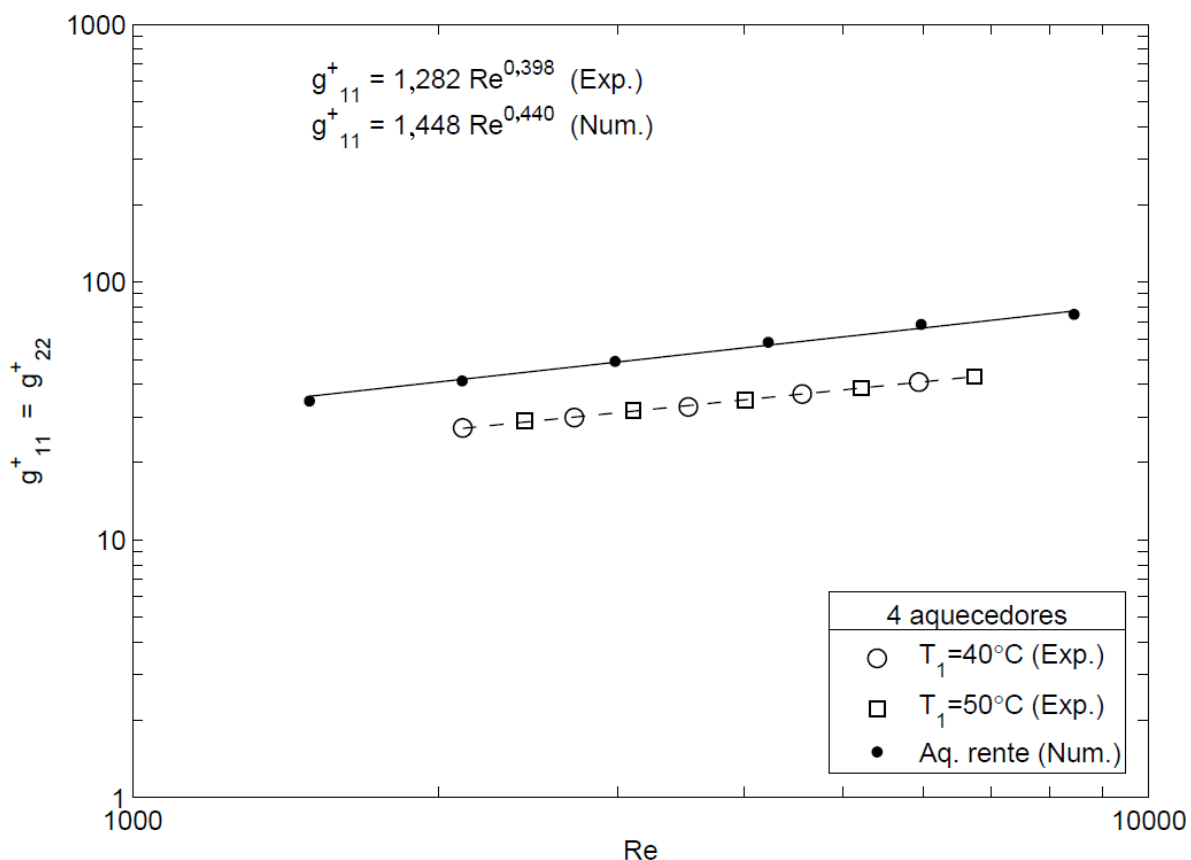


Figura 5.9 – Coeficiente conjugado g_{11}^+ - substrato de acrílico.

Na Figura 5.9 as duas correlações apresentam um comportamento semelhante na faixa do número de Reynolds analisada. A correlação numérica foi a mesma obtida na Figura 5.2, indicando que a montagem dos aquecedores rentes a jusante do aquecedor (1) não alterou o seu coeficiente conjugado devido ao autoaquecimento. Os coeficientes conjugados obtidos experimentalmente apresentaram valores inferiores aos numéricos, conforme justificado na Seção 5.1.1. Dessa forma, as duas correlações na Figura 5.9 apresentam um desvio relativo mínimo de 36% e máximo de 39%. Com a configuração contendo quatro aquecedores, a correlação experimental do coeficiente conjugado $g_{11}^+ = g_{22}^+$, comparada com aquela obtida na Figura 5.2,

apresenta uma diferença que diminui com o valor de Re , caindo de 4% a 0,7% na faixa investigada. Essa diferença é menor que a incerteza experimental avaliada para esse coeficiente, apresentada no APÊNDICE D, com um valor médio de 5,9%. Desse modo, a inclusão do par de aquecedores a jusante praticamente não influenciou o coeficiente conjugado de autoaquecimento do par de aquecedores a montante ($g_{11}^+ = g_{22}^+$).

O aquecedor (1) influencia o comportamento térmico do aquecedor (3) a jusante. A Figura 5.10 apresenta o coeficiente conjugado $g_{31}^+ = g_{42}^+$ em função do número de Reynolds do escoamento. Correlações para os valores numéricos e experimentais estão incluídas na Figura 5.10. Dois comportamentos distintos ocorrem com o aumento do número de Reynolds Re : a correlação numérica prevê um aumento de $g_{31}^+ = g_{42}^+$ com Re enquanto a correlação experimental indica uma diminuição. Essa discrepância reflete a dificuldade de obtenção dos resultados experimentais deste coeficiente. Nestes testes com o substrato de acrílico, o aumento da temperatura do aquecedor inativo (3) causado pela potência dissipada no aquecedor ativo (1) foi pequeno, diminuindo com o valor de Re , na faixa entre 1,9°C e 1,0°C. Como a resolução do medidor de temperatura era de 0,1°C, a incerteza experimental desses resultados variou entre 16,3% e 20,9%. Além disso, a esteira térmica do escoamento ao passar pelo aquecedor (1) protuberante difunde-se mais no escoamento do que a esteira térmica do aquecedor rente, contribuindo para valores experimentais de $g_{31}^+ = g_{42}^+$ menores que os valores numéricos.

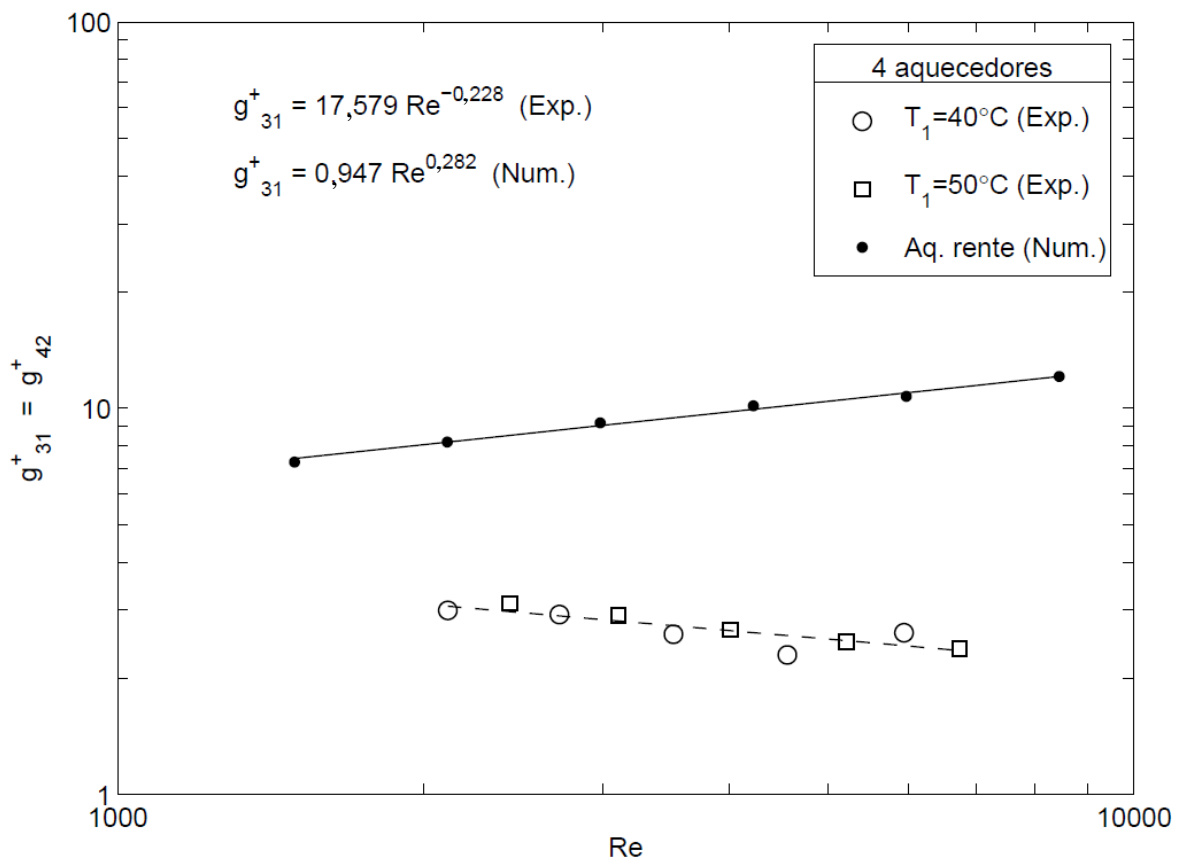


Figura 5.10 – Coeficiente conjugado g_{31}^+ - substrato de acrílico.

As Tabelas 5.7 e 5.8 apresentam respectivamente os principais resultados experimentais e numéricos obtidos apenas com o aquecedor (3) ativo no substrato de acrílico. Eles englobam o número de Nusselt adiabático médio e o coeficiente conjugado de transferência de calor devido ao autoaquecimento do aquecedor (3), em função do número de Reynolds do escoamento (Re).

A Tabela 5.7 apresenta os resultados de dez testes experimentais com o aquecedor (3) ativo com dois valores da temperatura do aquecedor (T_h), de aproximadamente 40°C e 50°C , que foram alternadamente utilizados para cada número de Reynolds do escoamento.

Tabela 5.7 – Resultados experimentais do aquecedor (3) ativo - substrato de acrílico.

T_e [°C]	T_h [°C]	q_h [W]	q_p [W]	q_{cv} [W]	q_{cj} [W]	$g^+_{33}=g^+_{44}$	$g^+_{13}=g^+_{24}$	$\overline{Nu}_{ad,3}$	Re
24,0	40,1	2,23	0,28	1,95	2,13	23,30	0,72	62,04	2085
24,6	50,0	3,76	0,47	3,30	3,61	24,90	0,88	66,48	2388
24,9	40,1	2,39	0,27	2,13	2,30	26,46	0,87	71,76	2706
25,5	49,8	4,16	0,46	3,70	4,01	27,89	0,80	77,71	3095
25,5	39,8	2,62	0,26	2,37	2,54	29,48	0,82	84,52	3524
25,6	49,5	4,73	0,46	4,27	4,59	31,03	0,82	91,29	4007
25,0	39,8	3,13	0,27	2,86	3,04	33,03	0,89	98,55	4566
25,1	49,6	5,61	0,48	5,13	5,47	34,46	0,61	107,42	5199
25,1	40,2	3,72	0,28	3,44	3,63	36,45	0,97	116,54	5911
25,1	50,2	6,69	0,50	6,19	6,54	38,21	0,71	126,32	6721

A Tabela 5.8 apresenta os resultados dos seis testes numéricos realizados com o aquecedor (3) mantido na temperatura T_w de 22°C, variando o número de Reynolds do escoamento (Re).

Tabela 5.8 – Resultados numéricos do aquecedor (3) ativo - substrato de acrílico.

T_w [°C]	q_{cj} [W]	q_{cd} [W]	q_{cv} [W]	$g^+_{33}=g^+_{44}$	$g^+_{13}=g^+_{24}$	$\overline{Nu}_{ad,3}$	Re
22	0,21	0,04	0,17	41,67	0,06	34,90	1493
22	0,25	0,05	0,20	49,57	0,05	42,00	2111
22	0,30	0,05	0,25	58,57	0,04	50,76	2984
22	0,36	0,05	0,31	68,61	0,03	61,76	4222
22	0,44	0,06	0,39	79,15	0,02	75,99	5971
22	0,54	0,06	0,49	91,52	--	93,23	8443

A Figura 5.11 apresenta os resultados experimentais e numéricos do número de Nusselt adiabático médio do aquecedor (3) em função do número de Reynolds do escoamento. Foram incluídos os resultados apresentados nas Tabelas 5.7 e 5.8, juntamente com as duas correlações correspondentes em função de Re na faixa investigada. Os resultados experimentais obtidos foram cerca de 30% maiores que os resultados numéricos. O aquecedor (3) está posicionado a jusante do aquecedor (1), como indicado na Figura 3.8, de modo que o escoamento não incide diretamente sobre ele. Os resultados numéricos de $\overline{Nu}_{ad,3}$ para o aquecedor rente (3) são cerca de

10% menores que aqueles obtidos para $\overline{Nu}_{ad,1}$, apresentados na Figura 5.8. Por outro lado, os resultados experimentais para $\overline{Nu}_{ad,3}$ apresentados na Figura 5.11 são aproximadamente 20% maiores que os valores experimentais de $\overline{Nu}_{ad,1}$, também apresentados na Figura 5.8. Nesse caso, nota-se que o par de aquecedores protuberantes a jusante (3 e 4) restringe a seção livre para o escoamento de ar no duto, aumentando a sua velocidade na região desses aquecedores. O aumento da velocidade local do escoamento sobre os aquecedores protuberantes localizados a jusante contribui para o aumento da turbulência e do valor experimental de $\overline{Nu}_{ad,3}$ em comparação com $\overline{Nu}_{ad,1}$. As duas tendências apontadas para os resultados experimentais e numéricos de $\overline{Nu}_{ad,3}$ contribuem para a separação dos resultados observados na Figura 5.11.

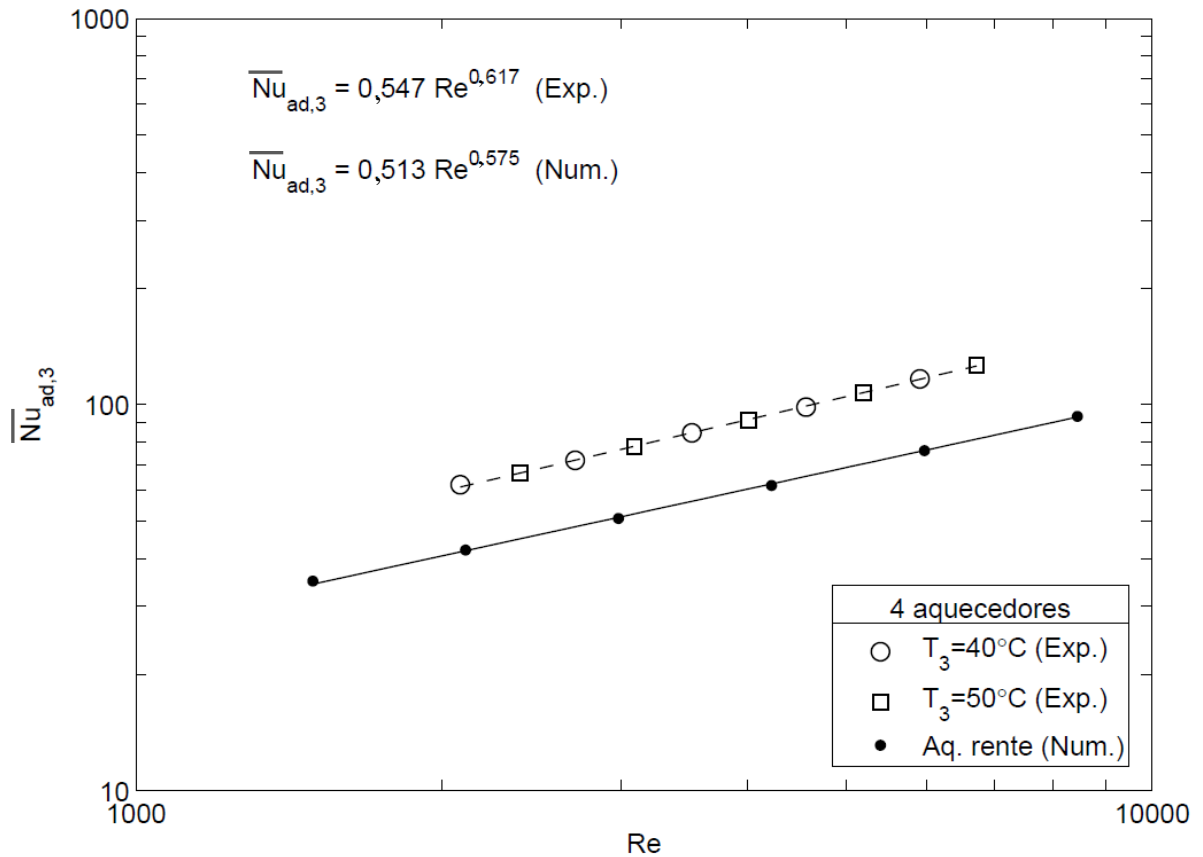


Figura 5.11 – Nusselt adiabático médio do aquecedor (3) - substrato de acrílico.

Os resultados experimentais e numéricos obtidos para o coeficiente conjugado $g_{33}^+ = g_{44}^+$ associado ao autoaquecimento do aquecedor (3) no substrato de acrílico em função do número de

Reynolds do escoamento são apresentados na Figura 5.12. Os dois resultados possuem comportamentos semelhantes na faixa investigada do número de Reynolds (Re) e foram correlacionados como indicado na figura.

Conforme justificado na Seção 5.1.1, observa-se que os coeficientes conjugados obtidos experimentalmente apresentam valores inferiores aos resultados numéricos apresentados na Figura 5.12. As correlações apresentadas na Figura 5.12 apresentam um desvio relativo mínimo de aproximadamente 52% e máximo de 54%. Esse desvio aumentou em relação à Figura 5.9, devido ao aumento do coeficiente de transferência convectiva de calor experimental apresentado na Figura 5.11. Assim, de acordo com a Equação (4.17), os coeficientes conjugados $g_{33}^+ = g_{44}^+$ experimentais tornam-se menores que os valores experimentais na Figura 5.9.

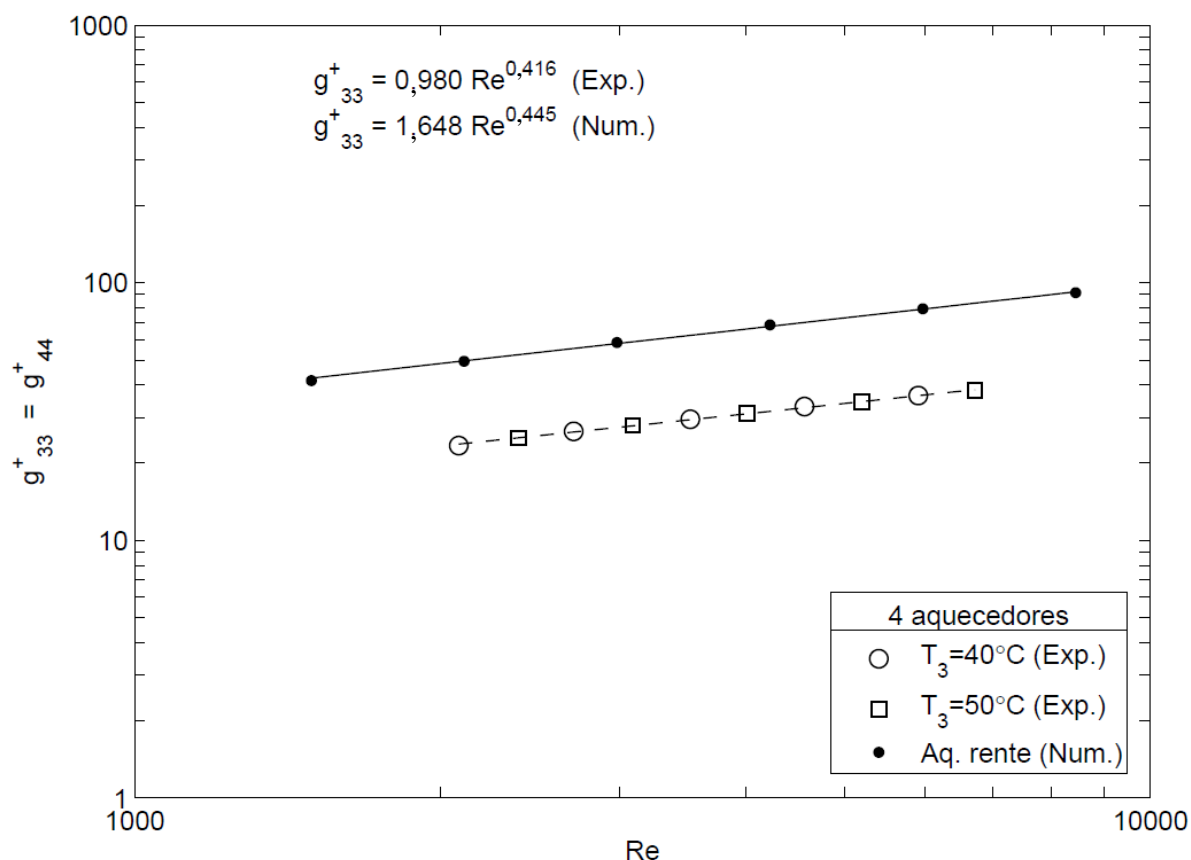


Figura 5.12 – Coeficiente conjugado g_{33}^+ - substrato de acrílico.

A Figura 5.13 apresenta os resultados numéricos e experimentais, bem como as correlações associadas, para os coeficientes conjugados $g_{13}^+ = g_{24}^+$ em função do número de Reynolds do escoamento (Re). Eles se referem à influência do aquecedor (3) ativo sobre o aquecedor (1) localizado a montante. Nas simulações numéricas, os aquecedores são rentes à placa do substrato e por isso essa influência ocorre praticamente por condução através do substrato de acrílico, que diminui com o aumento do número de Reynolds. Os resultados experimentais são comparativamente bem maiores devido aos aquecedores protuberantes utilizados. Eles promovem uma recirculação do escoamento na região entre os dois pares de aquecedores, contribuindo assim para um aquecimento adicional dos aquecedores inativos a montante. Os coeficientes apresentados na Figura 5.13 são menores que aqueles da Figura 5.12, que são devidos ao efeito de autoaquecimento.

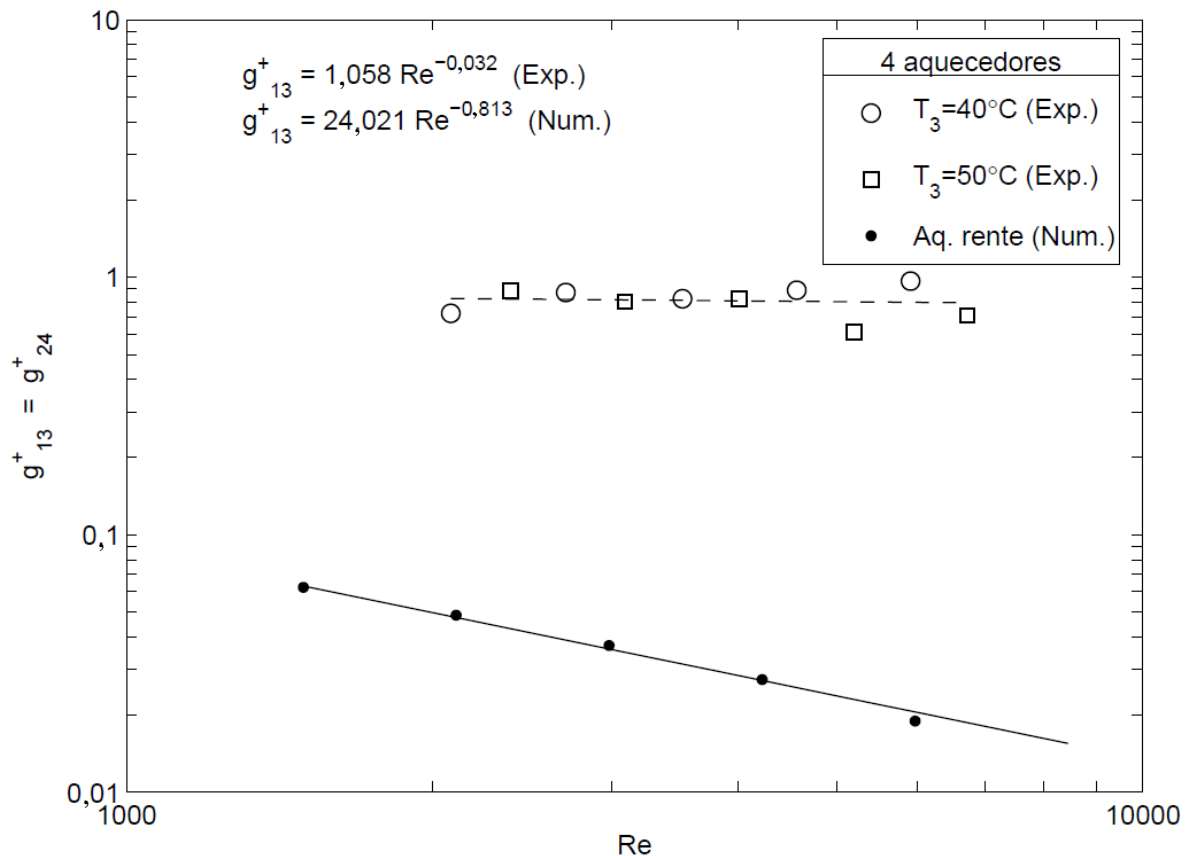


Figura 5.13 – Coeficiente conjugado g_{13}^+ - substrato de acrílico.

Os resultados experimentais apresentados na Figura 5.13 possuem uma incerteza média próxima de 57,2% devido principalmente à incerteza da medida da diferença entre a temperatura média do aquecedor passivo (1) e a temperatura do escoamento na entrada do duto. No APÊNDICE D estão apresentadas as análises das incertezas para cada um dos testes realizados experimentalmente. Eles indicam que as incertezas médias estimadas dos demais coeficientes foram: $g_{11}^+ = g_{22}^+$ de 5,9%, $g_{31}^+ = g_{42}^+$ de 19,8% e $g_{33}^+ = g_{44}^+$ de 5,9%. A incerteza relativa do número de Nusselt adiabático médio foi de 2,8%, enquanto que a incerteza do número de Reynolds foi de 5,8%.

5.2.2 Substrato de alumínio

Os resultados experimentais referentes aos dez testes com o aquecedor (1) ativo, mantido em dois níveis de temperatura T_h , de aproximadamente 40°C e 50°C, no substrato de alumínio com quatro aquecedores estão apresentados na Tabela 5.9.

Tabela 5.9 – Resultados experimentais do aquecedor (1) ativo - substrato de alumínio.

T_e [°C]	T_h [°C]	q_h [W]	q_p [W]	q_{cd} [W]	q_{cj} [W]	$g_{11}^+ = g_{22}^+$	$g_{21}^+ = g_{12}^+$	$g_{31}^+ = g_{42}^+$	$g_{41}^+ = g_{32}^+$	Re
24,3	40,4	10,42	0,84	7,95	9,58	5,12	3,66	3,50	3,24	2055
23,9	50,1	18,12	1,38	13,86	16,74	5,48	3,87	3,66	3,35	2366
23,6	39,8	11,89	0,82	9,11	11,07	5,84	4,05	3,82	3,46	2699
23,7	50,0	20,30	1,34	15,52	18,95	6,26	4,23	4,00	3,62	3051
23,2	40,0	13,93	0,82	10,68	13,11	6,65	4,38	4,12	3,68	3512
22,6	50,0	23,87	1,33	18,30	22,54	7,22	4,63	4,35	3,85	4028
23,4	40,5	16,03	0,80	12,36	15,23	7,55	4,67	4,37	3,84	4549
23,6	49,6	25,36	1,22	19,39	24,14	8,14	4,94	4,61	4,01	5110
22,6	40,3	18,52	0,78	14,22	17,74	8,77	5,12	4,75	4,11	5956
24,1	50,0	28,66	1,16	21,93	27,50	9,41	5,29	4,89	4,14	6744

A Tabela 5.10 apresenta os resultados numéricos correspondentes de seis testes realizados na mesma faixa do número de Reynolds do escoamento (Re), considerando o aquecedor (1) na temperatura T_w de 22°C.

Tabela 5.10 – Resultados numéricos do aquecedor (1) ativo - substrato de alumínio.

T_w [°C]	q_{cj} [W]	q_{cd} [W]	q_{cv} [W]	$g^+_{11} = g^+_{22}$	$g^+_{21} = g^+_{12}$	$g^+_{31} = g^+_{42}$	$g^+_{41} = g^+_{32}$	Re
22	1,47	1,24	0,22	5,99	5,22	5,15	4,79	1493
22	1,74	1,47	0,27	7,14	6,05	5,97	5,47	2111
22	2,07	1,74	0,32	8,49	6,98	6,87	6,18	2984
22	2,45	2,06	0,39	10,12	8,01	7,88	6,93	4222
22	2,91	2,44	0,47	12,08	9,14	8,99	7,68	5971
22	3,48	2,87	0,62	14,25	10,22	10,10	8,31	8443

A Figura 5.14 apresenta os coeficientes conjugados $g^+_{11} = g^+_{22}$, associados ao autoaquecimento do aquecedor (1) em função do número de Reynolds do escoamento para o substrato de alumínio com quatro aquecedores, com as respectivas correlações. As duas curvas apresentam comportamentos semelhantes com o aumento do número de Reynolds (Re) do escoamento incidente.

Estes resultados com quatro aquecedores no substrato de alumínio podem ser comparados com aqueles obtidos na montagem com dois aquecedores, apresentados na Figura 5.5. Os resultados numéricos, obtidos da simulação com aquecedores rentes, são idênticos nos dois casos. Os resultados experimentais apresentados na Figura 5.14 são ligeiramente inferiores aos valores correspondentes na Figura 5.5, mas a diferença média (4,6%) é menor que a incerteza experimental avaliada para esse coeficiente conjugado que foi de 6,0%. Estes resultados indicam que a inclusão do par de aquecedores a jusante praticamente não alterou os coeficientes conjugados do par de aquecedores a montante, sobre os quais incide o escoamento com entrada de topo.

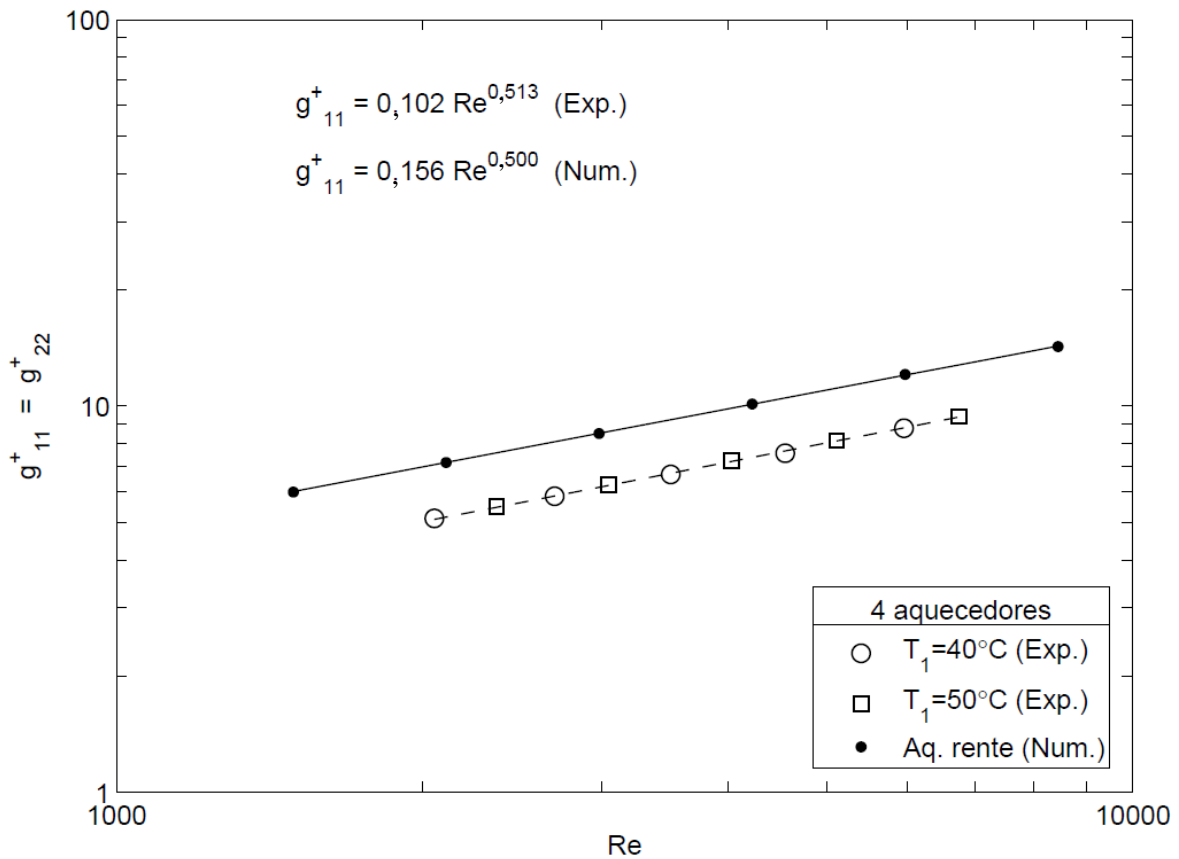


Figura 5.14 – Coeficiente conjugado g_{11}^+ - substrato de alumínio.

Conforme já observado nos resultados numéricos apresentados na Figura 5.7, o aquecedor ativo (1) influencia os demais aquecedores fixados sobre o substrato de alumínio. Os resultados apresentados a seguir ilustram o comportamento do coeficiente conjugado quando a influência do aquecedor ativo ocorre principalmente por condução através do substrato.

A Figura 5.15 apresenta os coeficientes conjugados $g_{21}^+ = g_{12}^+$ associados à influência do aquecedor ativo (1) sobre a temperatura do aquecedor (2). Os resultados numéricos, obtidos com os aquecedores rentes à superfície de alumínio, são idênticos aqueles obtidos na placa com dois aquecedores, apresentados na Figura 5.6. Os resultados experimentais da Figura 5.15, para os coeficientes conjugados $g_{21}^+ = g_{12}^+$ na configuração com quatro aquecedores, são ligeiramente menores que os resultados experimentais obtidos para dois aquecedores (Figura 5.6), porém essa diferença média (5,1%) é menor que a estimativa da incerteza experimental desses resultados

(6,3%). Desse modo, estes resultados também indicam uma influência praticamente desprezível da presença do par de aquecedores a jusante nos coeficientes conjugados $g_{21}^+ = g_{12}^+$ do par de aquecedores montados sob o escoamento incidente de topo. Além disso, a diferença entre os resultados experimentais e os numéricos na Figura 5.15 também pode ser justificada pela diferença da área de troca convectiva de calor dos aquecedores protuberantes utilizados nas medidas experimentais e os aquecedores rentes das simulações numéricas.

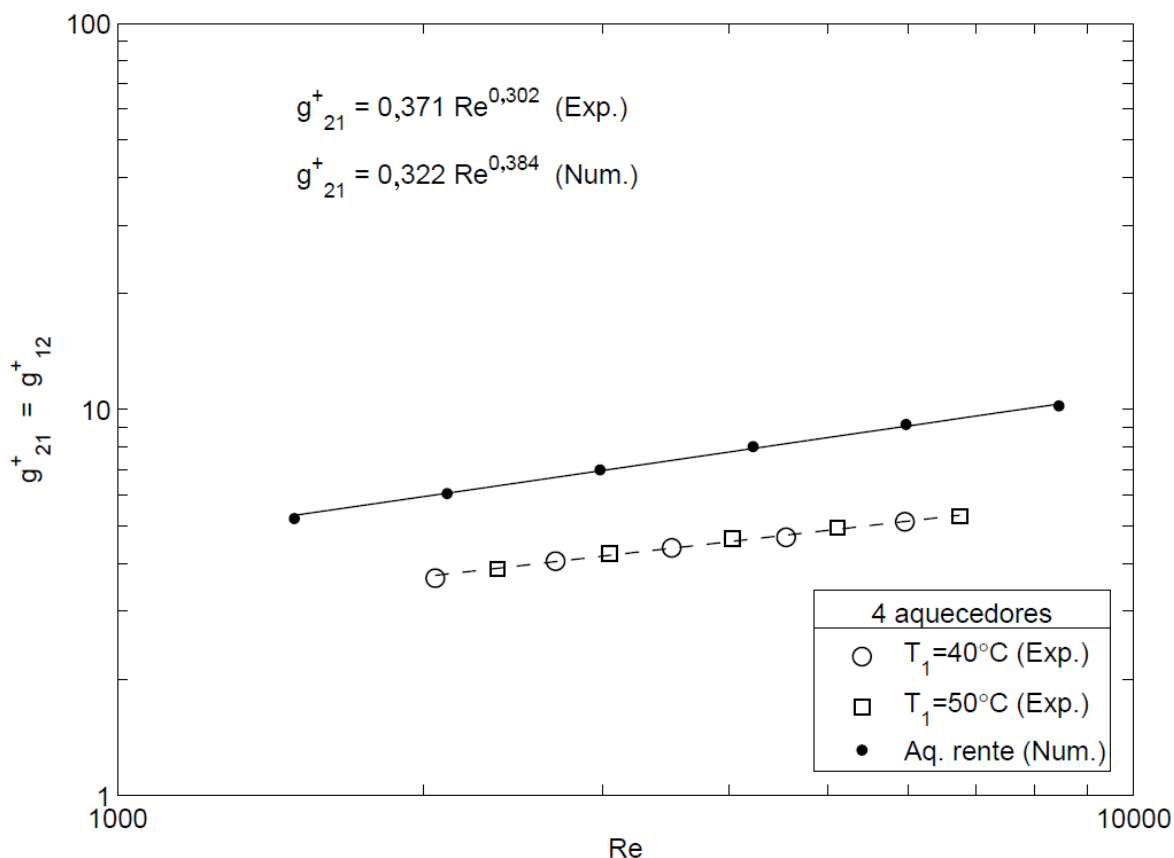


Figura 5.15 – Coeficiente conjugado g_{21}^+ - substrato de alumínio.

As Figuras 5.16 e 5.17 apresentam, respectivamente, a influência do aquecedor (1) ativo nas temperaturas dos aquecedores (3) e (4), montados a jusante. Em ambas, as curvas relativas aos pontos experimentais divergem ligeiramente das curvas numéricas. A temperatura média dos aquecedores passivos nestes testes experimentais aproximava-se da temperatura do ar na entrada do duto à medida que o número de Reynolds do escoamento aumentava. Devido a essa pequena diferença de temperatura, a incerteza destes resultados experimentais foi maior, sendo estimada

próxima de 6,3%. A distinção entre os resultados numéricos e experimentais também tem uma justificativa na distinção entre aquecedores protuberantes da análise experimental e os aquecedores rentes da análise numérica.

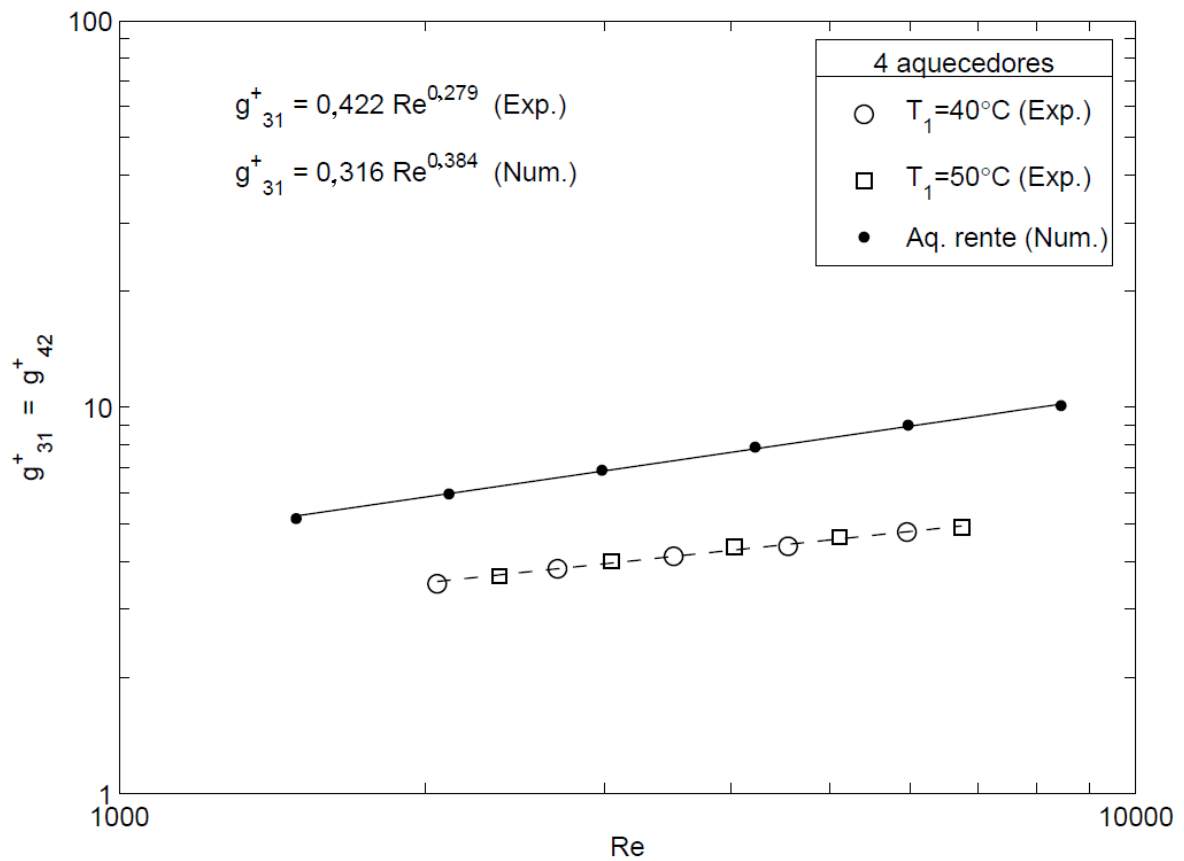


Figura 5.16 – Coeficiente conjugado g_{31}^+ - substrato de alumínio.

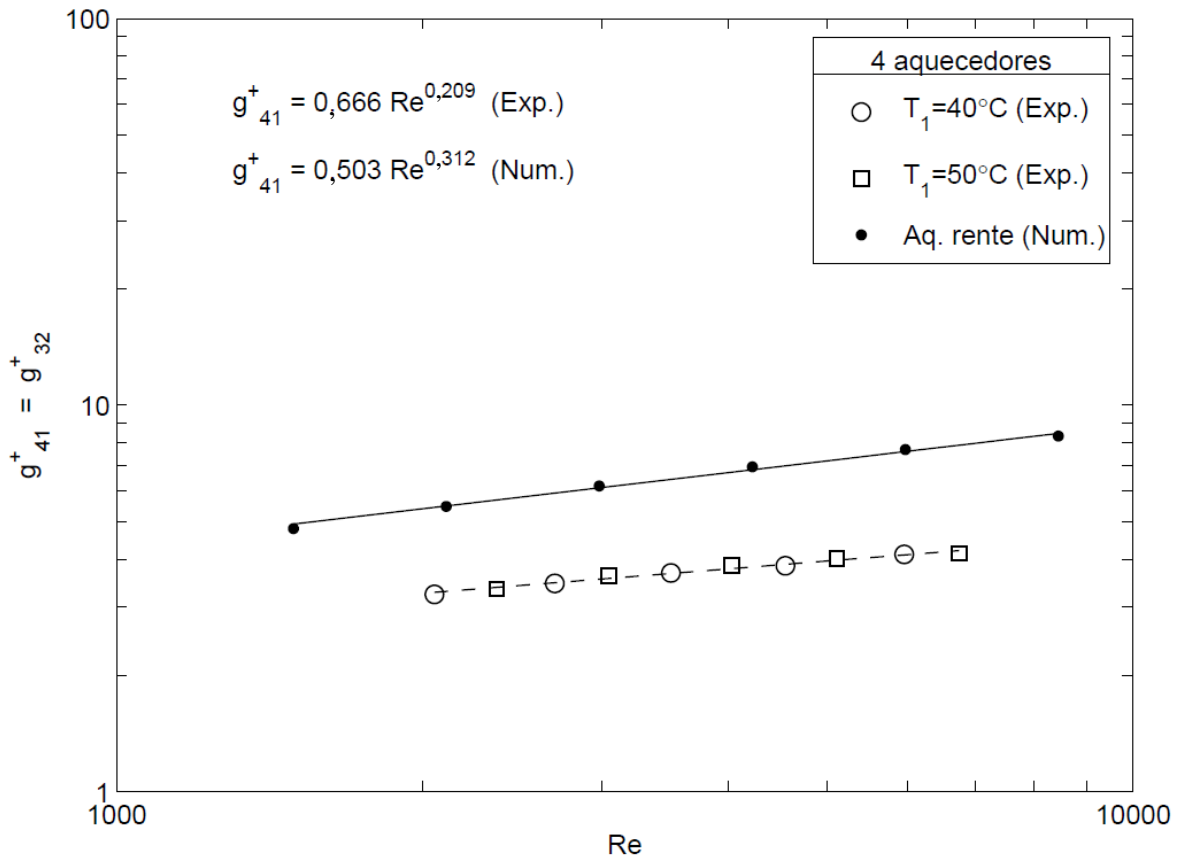


Figura 5.17 – Coeficiente conjugado g_{41}^+ - substrato de alumínio.

As Tabelas 5.11 e 5.12 apresentam, respectivamente, os resultados dos testes experimentais e numéricos utilizando o substrato de alumínio com apenas o aquecedor (3) ativo. Através destes testes foram estimados os coeficientes conjugados $g_{33}^+ = g_{44}^+$ de autoaquecimento e os efeitos nos aquecedores vizinhos, expressos por $g_{13}^+ = g_{24}^+$, $g_{23}^+ = g_{14}^+$, e $g_{43}^+ = g_{34}^+$, em função do número de Reynolds do escoamento (Re).

A Tabela 5.11 apresenta os resultados experimentais obtidos para duas temperaturas T_h do aquecedor (3) ativo, de aproximadamente 40°C e 50°C , referentes aos dez testes experimentais em função do número de Reynolds do escoamento.

Tabela 5.11 – Resultados experimentais do aquecedor (3) ativo - substrato de alumínio.

T_e [°C]	T_h [°C]	q_h [W]	q_p [W]	q_{cd} [W]	q_{cj} [W]	$g^+_{13} = g^+_{24}$	$g^+_{23} = g^+_{14}$	$g^+_{33} = g^+_{44}$	$g^+_{43} = g^+_{34}$	Re
24,1	39,9	10,11	0,74	8,20	9,37	3,11	2,79	5,16	3,08	2066
22,3	50,2	18,48	1,29	15,04	17,20	3,33	2,97	5,65	3,32	2375
23,2	40,5	12,08	0,76	9,94	11,32	3,46	3,07	6,07	3,46	2706
23,3	49,8	19,55	1,17	16,15	18,38	3,57	3,12	6,50	3,56	3065
22,1	40,0	13,87	0,74	11,55	13,12	3,77	3,27	7,07	3,75	3539
22,1	49,4	22,11	1,12	18,49	20,99	3,93	3,35	7,68	3,92	4033
23,8	39,9	13,93	0,64	11,78	13,30	3,95	3,34	8,10	3,91	4547
23,8	49,9	23,54	1,02	19,95	22,52	4,12	3,46	8,85	4,14	5190
23,1	40,0	16,26	0,63	13,94	15,63	4,15	3,42	9,43	4,17	5942
24,1	50,1	26,12	0,95	22,49	25,18	4,28	3,47	10,23	4,31	6750

A Tabela 5.12 apresenta os principais resultados numéricos obtidos a partir de seis testes considerando o substrato de alumínio com o aquecedor rente (3) ativo na temperatura T_w de 22°C e a temperatura do escoamento a 18°C na entrada do duto.

Tabela 5.12 – Resultados numéricos do aquecedor (3) ativo - substrato de alumínio.

T_w [°C]	q_{cj} [W]	q_{cd} [W]	q_{ev} [W]	$g^+_{13} = g^+_{24}$	$g^+_{23} = g^+_{14}$	$g^+_{33} = g^+_{44}$	$g^+_{43} = g^+_{34}$	Re
22	1,57	1,44	0,13	4,91	4,57	5,61	4,91	1493
22	1,87	1,71	0,16	5,66	5,18	6,64	5,66	2111
22	2,24	2,05	0,19	6,47	5,82	7,84	6,46	2984
22	2,68	2,44	0,24	7,36	6,46	9,26	7,34	4222
22	3,20	2,90	0,31	8,33	7,11	10,97	8,30	5971
22	3,84	3,46	0,38	9,25	7,61	12,93	9,23	8443

Os resultados obtidos com o aquecedor ativo (3) indicaram que mesmo posicionado na fileira a jusante ele apresenta uma influência significativa em todos os demais aquecedores, visto que a condução térmica é o principal mecanismo do processo conjugado no caso do substrato de alumínio. A Figura 5.18 ilustra uma simulação numérica realizada com o aquecedor (3) rente ativo, na qual são observadas as isotérmicas na superfície do substrato condutivo, indicando que ele influencia a temperatura dos outros três aquecedores montados na placa.

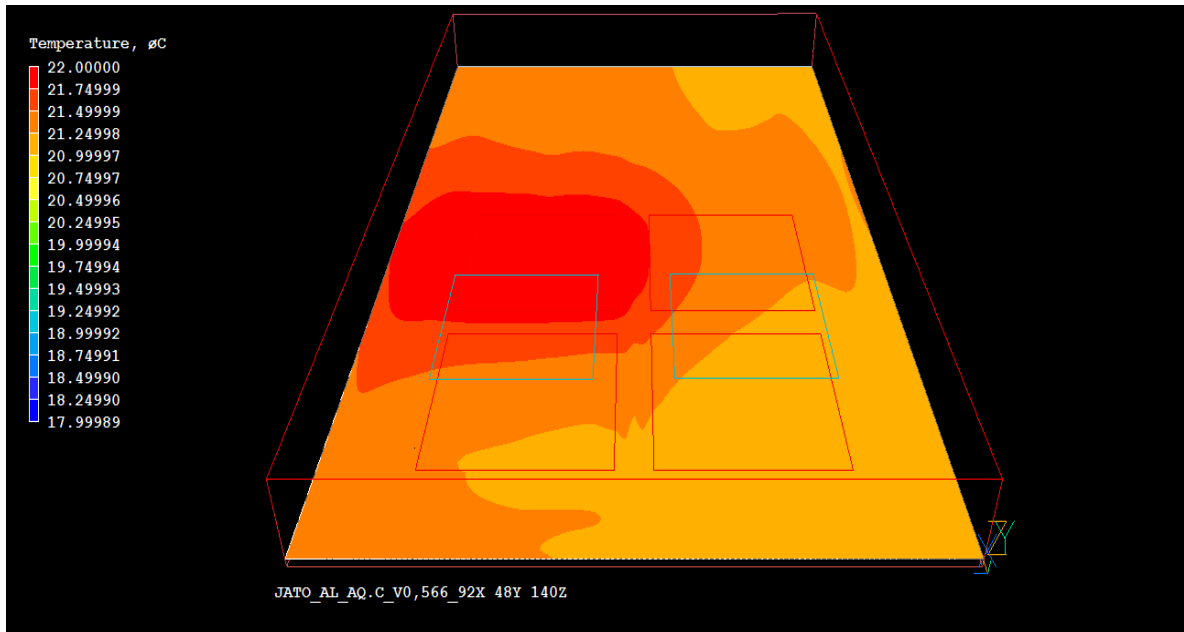


Figura 5.18 – Regiões isotérmicas na superfície do substrato de alumínio contendo quatro aquecedores rentes ($Re = 1500$).

A Figura 5.19 apresenta os resultados experimentais e numéricos dos coeficientes conjugados $g_{33}^+ = g_{44}^+$ de autoaquecimento do aquecedor (3) em função do número de Reynolds (Re) do escoamento, com as duas correlações associadas. As curvas obtidas apresentam um comportamento semelhante de variação com o número de Reynolds do escoamento. Para os valores menores do número de Reynolds, o desvio relativo entre os resultados numéricos e experimentais foi de aproximadamente 21%, enquanto que para elevados valores o desvio foi em torno de 13%.

Ao comparar as curvas experimentais relativas ao autoaquecimento dos aquecedores (1) e (3), nota-se que os coeficientes conjugados $g_{11}^+ = g_{22}^+$ (Figura 5.14), apresentam valores ligeiramente menores que $g_{33}^+ = g_{44}^+$ (Figura 5.19). Esse fato ocorre, pois os escoamentos incidentes contribuem para o aumento da taxa de transferência de calor por convecção no entorno dos aquecedores (1) e (2), proveniente da condução através do contato entre o aquecedor ativo e o substrato de alumínio. Dessa forma, os aquecedores localizados abaixo dos escoamentos incidentes apresentam maior taxa de transferência de calor conjugada quando comparados com os aquecedores que estão sobre a influência de um escoamento paralelo a superfície do substrato. As

correlações experimentais, ilustradas nas Figuras 5.14 e 5.19 apresentam uma diferença mínima de aproximadamente 1,3% e máximo de 7,3%.

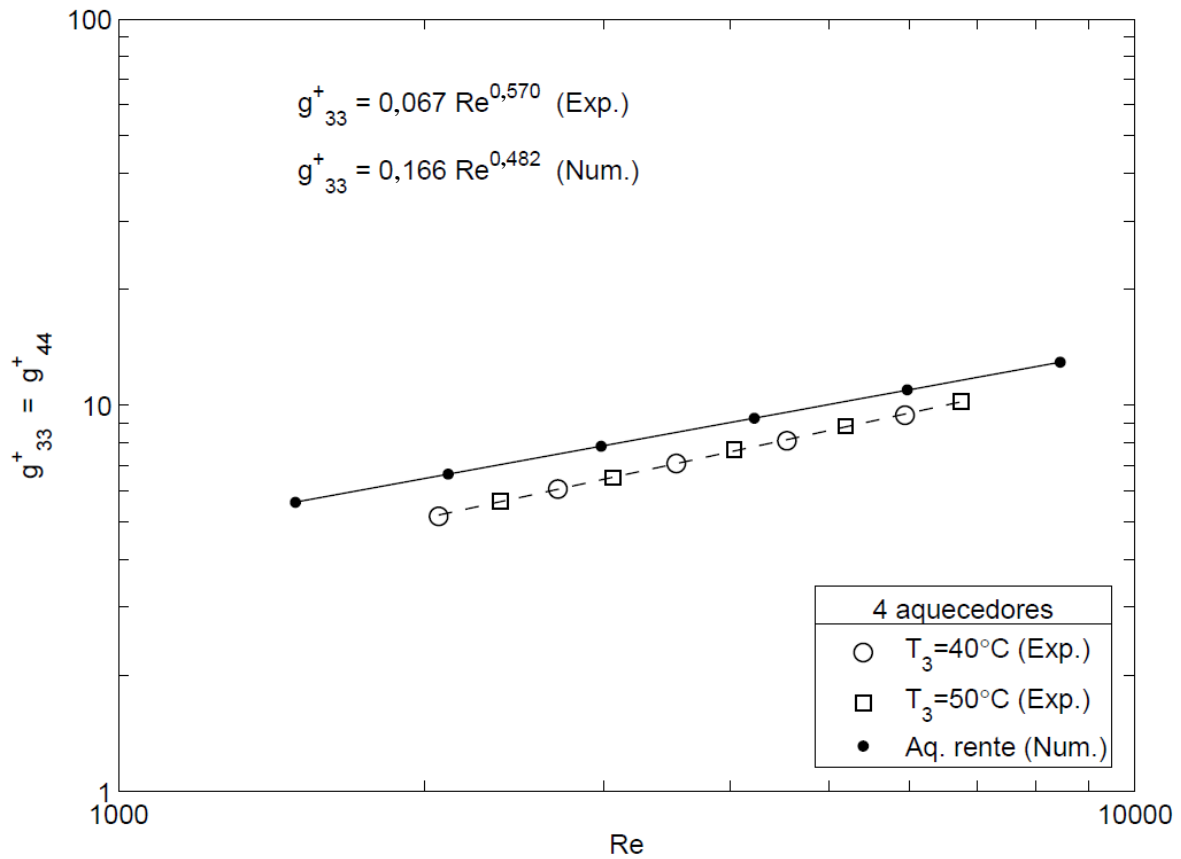


Figura 5.19 – Coeficiente conjugado g_{33}^+ - substrato de alumínio.

As Figuras 5.20, 5.21 e 5.22 apresentam os resultados experimentais e numéricos de autoaquecimento do aquecedor ativo (3) ($g_{33}^+ = g_{44}^+$) e a sua influência sobre os demais aquecedores adjacentes ($g_{13}^+ = g_{24}^+$, $g_{23}^+ = g_{14}^+$ e $g_{43}^+ = g_{34}^+$). Em cada uma das figuras duas correlações associadas aos resultados experimentais e numéricos são apresentadas em função do número de Reynolds (Re) do escoamento. Com base nas correlações ilustradas nas figuras em questão, nota-se que o menor desvio relativo entre os resultados experimentais e numéricos estão em torno de 43%, enquanto que o máximo foi de 50%. Observa-se também que todas as curvas experimentais obtidas apresentam valores inferiores dos coeficientes conjugados quando comparados com os resultados obtidos numericamente. Esse fato foi novamente verificado

devido à utilização de aquecedores protuberantes na análise experimental, proporcionando menores valores de g^+ .

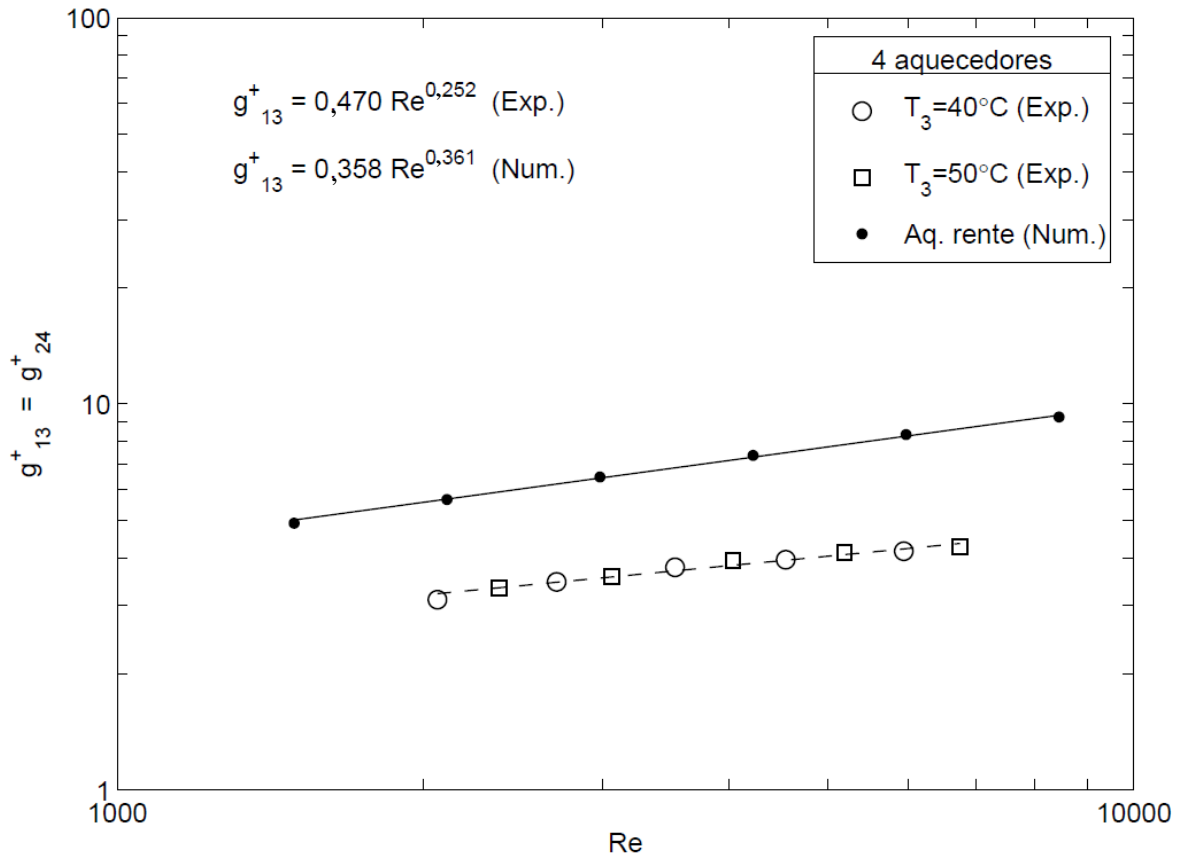


Figura 5.20 – Coeficiente conjugado g_{13}^+ - substrato de alumínio.

No APÊNDICE D estão ilustradas todas as incertezas obtidas para cada um dos testes realizados experimentalmente. No caso do substrato de alumínio utilizando quatro aquecedores, as seguintes incertezas relativas médias foram obtidas: $g_{11}^+ = g_{22}^+$ de 6,0%, $g_{21}^+ = g_{12}^+$ de 6,3%, $g_{31}^+ = g_{42}^+$ de 6,3%, $g_{41}^+ = g_{32}^+$ de 6,4%, $g_{13}^+ = g_{24}^+$ de 6,4%, $g_{23}^+ = g_{14}^+$ de 6,6%, $g_{33}^+ = g_{44}^+$ de 5,9%, $g_{43}^+ = g_{34}^+$ de 6,4% e o número de Reynolds de 5,8%.

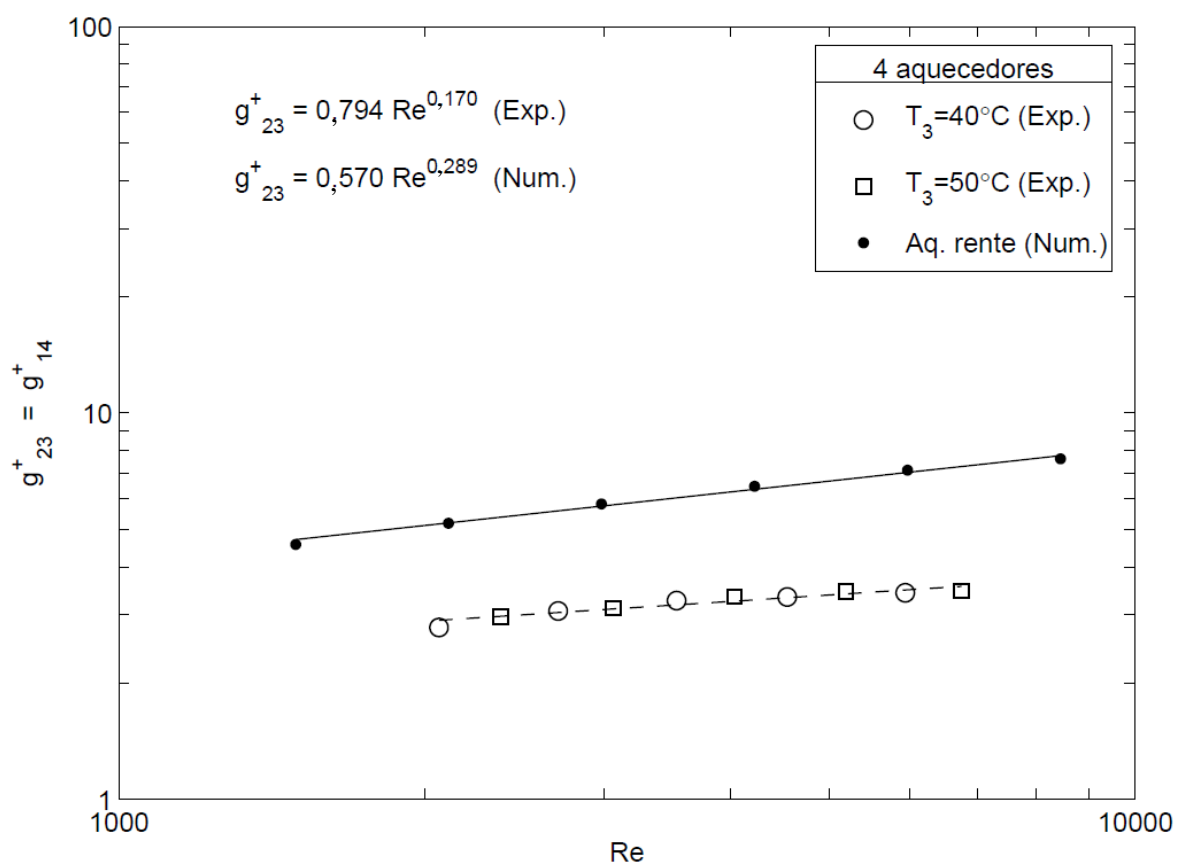


Figura 5.21 – Coeficiente conjugado g_{23}^+ - substrato de alumínio.

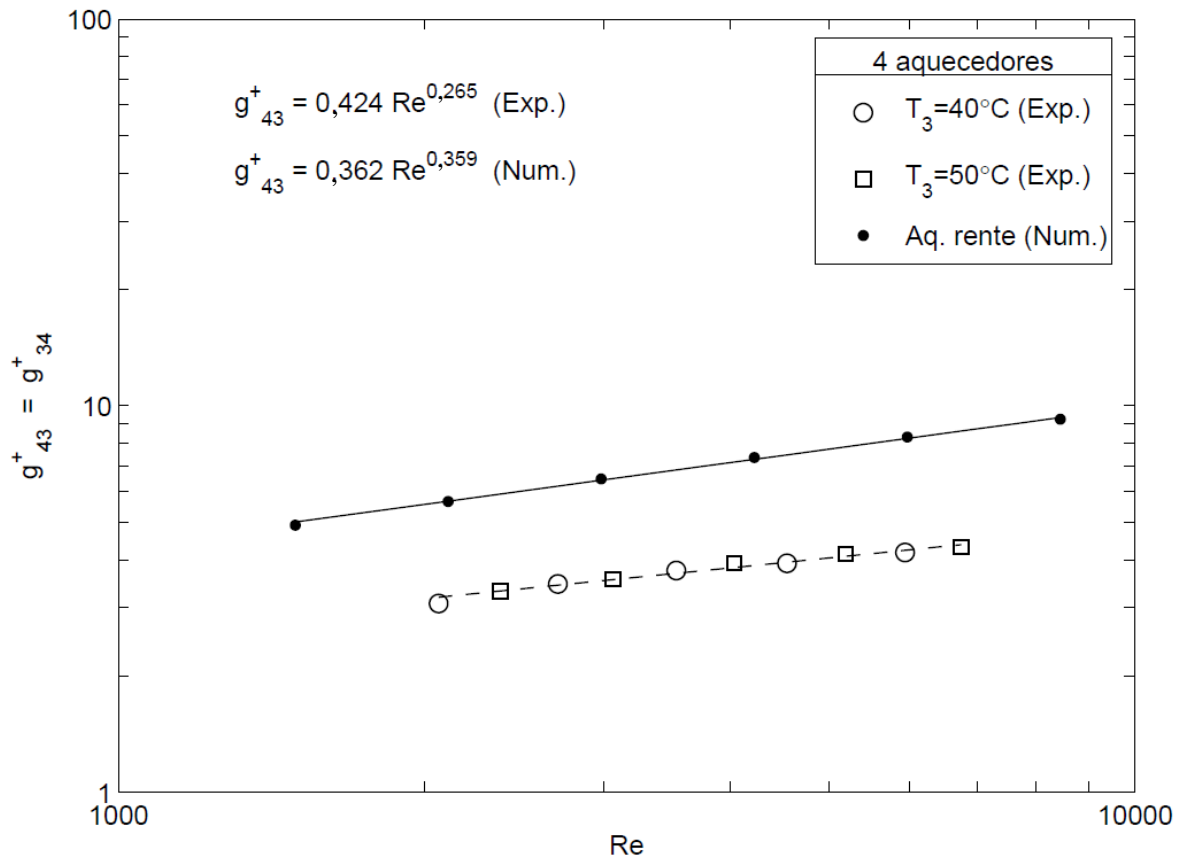


Figura 5.22 – Coeficiente conjugado g_{43}^+ - substrato de alumínio.

5.3 Utilização da matriz G^+ de coeficientes conjugados

Os testes experimentais anteriores com cada uma das duas placas de substrato foram efetuados com um único aquecedor ativo na placa. O objetivo principal desses testes foi obter os coeficientes conjugados g_{ij}^+ da matriz G^+ . Uma verificação parcial que os coeficientes conjugados são descritores invariantes com a potência dissipada nos aquecedores já foi efetuada, alternando a temperatura do aquecedor ativo nesses testes entre aproximadamente 40°C e 50°C . Os coeficientes conjugados obtidos com estas duas temperaturas apresentaram o mesmo comportamento com o número de Reynolds do escoamento, como apresentado nas figuras anteriores.

Um conjunto adicional de testes foi então efetuado com dois e três aquecedores ativos e um deles sempre inativo em cada uma das duas placas de substrato. Foram selecionadas aleatoriamente algumas combinações da potência dissipada ou da temperatura de cada aquecedor ativo, bem como do número de Reynolds do escoamento em cada um destes testes. As medidas experimentais também foram obtidas em regime permanente, utilizando os mesmos critérios anteriores. A principal finalidade destes testes foi mostrar que a matriz G^+ dos coeficientes conjugados, obtida com um aquecedor ativo em cada teste, aplica-se a qualquer outra combinação de aquecedores ativos na placa do substrato.

A Tabela 5.13 apresenta os resultados dos oito testes experimentais adicionais que foram realizados para cada placa de substrato com quatro aquecedores, mantendo dois ou três deles simultaneamente ativos, dissipando potências distintas. Para cada um destes testes, a Tabela 5.13 apresenta a temperatura média medida de cada aquecedor.

Tabela 5.13 – Testes experimentais com mais de um aquecedor ativo.

	Re	T_e [°C]	$q_{h,1}$ [W]	$q_{h,2}$ [W]	$q_{h,3}$ [W]	$T_{h,1}$ [°C]	$T_{h,2}$ [°C]	$T_{h,3}$ [°C]	$T_{h,4}$ [°C]
Subs. Acrílico	2108	24,7	3,032	-	1,598	50,1	25,0	39,0	25,0
	2103	25,0	1,627	-	3,190	39,3	25,2	49,4	25,4
	2101	25,2	2,932	1,751	0,967	50,1	39,8	35,1	27,3
	2108	24,8	3,011	2,417	0,967	50,1	44,7	34,6	27,4
	4005	24,4	2,586	4,411	3,787	40,0	49,8	45,0	27,0
	6723	25,7	5,698	-	3,387	50,0	25,9	40,0	25,9
	6767	24,9	3,385	-	6,386	39,6	24,9	49,6	24,9
	6728	25,4	5,836	3,481	4,802	50,6	40,3	45,0	26,7
Subs. Alumínio	2112	22,4	16,536	-	2,397	50,0	42,8	43,6	40,7
	2110	19,6	5,942	-	15,528	43,8	39,8	50,5	40,3
	2098	22,9	16,892	0,932	0,352	50,3	43,4	42,2	40,7
	2109	21,7	13,788	6,466	0,353	50,5	47,2	43,0	42,5
	3950	24,4	3,041	16,703	10,762	47,0	51,6	49,7	44,6
	6793	21,7	26,415	-	10,152	49,8	38,7	44,2	36,6
	6794	22,1	12,160	-	22,191	42,3	35,8	49,8	36,3
	6695	24,4	21,837	0,334	12,385	49,8	40,3	47,3	38,7

As temperaturas medidas nos quatro aquecedores nestes testes foram comparadas com as previsões baseadas na matriz G^+ dos coeficientes conjugados, obtidas da Equação (5.2).

$$\begin{bmatrix} (T_{h,1} - T_e)_1 \\ (T_{h,2} - T_e)_2 \\ (T_{h,3} - T_e)_3 \\ (T_{h,4} - T_e)_4 \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ & g_{14}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ & g_{24}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ & g_{34}^+ \\ g_{41}^+ & g_{42}^+ & g_{43}^+ & g_{44}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{cj,1} \\ q_{cj,2} \\ q_{cj,3} \\ q_{cj,4} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

Nesta equação, $T_{h,i}$ indica a temperatura média de cada aquecedor e T_e , a temperatura do escoamento na entrada do duto. Os termos g_{ij}^+ da matriz G^+ são aqueles obtidos nos testes experimentais anteriores com apenas um aquecedor ativo, correlacionados com o número de Reynolds (Re). A vazão mássica total de ar no duto é indicada por $\dot{m}$ e o seu calor específico c_p foi avaliado na temperatura média entre aquela do aquecedor com a maior temperatura e a temperatura T_e do ar na entrada do duto. Os termos $q_{cj,i}$ representam a taxa de perda de calor pelo mecanismo conjugado por convecção forçada – condução, de cada aquecedor i .

A maior dificuldade na avaliação de $q_{cj,i}$ nestes testes adicionais foi estabelecer as perdas por condução de cada aquecedor ativo i através do isolamento térmico ($q_{iso,i}$). Dessa forma, adotou-se o critério que cada aquecedor ativo perde calor de forma proporcional à sua potência dissipada ($q_{h,i}$) em relação à potência total dissipada em todos aquecedores ($q_{h,T}$), conforme indicado na Equação (5.3).

$$q_{cj,i} = q_{h,i} - \left[q_{rad,h,i} + q_{fios,i} + q_{iso} \left(\frac{q_{h,i}}{q_{h,T}} \right) \right] \quad (5.3)$$

A Tabela 5.14 apresenta, para os mesmos testes da Tabela 5.13, as taxas conjugadas de transferência de calor de cada aquecedor ativo, estimadas através da Equação (5.3) e as temperaturas dos aquecedores estimadas pela Equação (5.2).

Tabela 5.14 – Previsão das temperaturas $T_{h,i}$ dos aquecedores utilizando $q_{cj,i}$.

	Re	T_e [°C]	$q_{cj,1}$ [W]	$q_{cj,2}$ [W]	$q_{cj,3}$ [W]	$T_{h,1}$ [°C]	$T_{h,2}$ [°C]	$T_{h,3}$ [°C]	$T_{h,4}$ [°C]
Subs. Acrílico	2108	24,7	2,877	-	1,518	49,9	25,1	39,0	25,1
	2103	25,0	1,547	-	3,041	39,2	25,4	49,5	25,4
	2101	25,2	2,795	1,671	0,921	49,8	40,0	35,0	27,1
	2108	24,8	2,876	2,312	0,923	50,1	45,1	34,8	27,4
	4005	24,4	2,509	4,277	3,681	39,8	49,8	44,8	26,6
	6723	25,7	5,553	-	3,307	49,7	26,0	39,7	25,9
	6767	24,9	3,304	-	6,239	39,5	25,3	49,6	25,1
	6728	25,4	5,699	3,402	4,699	50,2	40,3	44,8	26,4
Subs. Alumínio	2112	22,4	15,307	-	2,178	50,1	42,8	43,6	40,9
	2110	19,6	5,490	-	14,430	43,9	39,9	50,5	40,5
	2098	22,9	15,626	0,794	0,281	50,2	43,3	42,2	40,7
	2109	21,7	12,771	5,949	0,279	50,5	47,3	43,2	42,4
	3950	24,4	2,848	15,905	10,222	46,8	51,7	49,8	44,4
	6793	21,7	25,453	-	9,754	49,9	38,7	44,3	36,7
	6794	22,1	11,717	-	21,405	42,4	35,9	49,8	36,4
	6695	24,4	21,022	0,256	11,903	49,6	40,1	47,1	38,7

Observando as temperaturas dos aquecedores apresentadas nas Tabelas 5.13 e 5.14, nota-se que a maior diferença entre os valores medidos e estimados foi de 0,4°C para o substrato de acrílico e 0,2 °C para o de alumínio. Para o substrato de alumínio, a maior diferença de temperatura coincide com a incerteza das medidas experimentais de temperatura.

Nos testes efetuados com um aquecedor ativo, o mecanismo conjugado ($q_{cj,i}$) de perda de calor correspondeu a uma fração substancial da potência dissipada q_h . Para o substrato de acrílico, essa fração variou entre 96% e 98%, enquanto que para o substrato de alumínio a variação ficou entre 91% e 96%. Com essas frações elevadas, se as potências dissipadas substituíssem as taxas conjugadas de perda de calor $q_{cj,i}$ de cada aquecedor na Equação (5.2), as temperaturas previstas dos aquecedores seriam apenas um pouco maiores, permitindo ainda uma previsão razoável de $T_{h,i}$. Dessa forma, a Tabela 5.15 apresenta as previsões das temperaturas dos aquecedores obtidas utilizando na Equação (5.2) a potência elétrica $q_{h,i}$ dissipada em cada aquecedor, considerando as mesmas condições dos testes experimentais adicionais.

Tabela 5.15 – Previsão das temperaturas $T_{h,i}$ dos aquecedores utilizando $q_{h,i}$.

	Re	T_e [°C]	$q_{h,1}$ [W]	$q_{h,2}$ [W]	$q_{h,3}$ [W]	$T_{h,1}$ [°C]	$T_{h,2}$ [°C]	$T_{h,3}$ [°C]	$T_{h,4}$ [°C]
Subs. Acrílico	2108	24,7	3,032	-	1,598	51,3	25,2	39,8	25,1
	2103	25,0	1,627	-	3,190	39,9	25,4	50,8	25,4
	2101	25,2	2,932	1,751	0,967	51,0	40,7	35,5	27,2
	2108	24,8	3,011	2,417	0,967	51,3	46,1	35,2	27,5
	4005	24,4	2,586	4,411	3,787	40,3	50,6	45,4	26,6
	6723	25,7	5,698	-	3,387	50,3	26,0	40,0	25,9
	6767	24,9	3,385	-	6,386	39,9	25,3	50,1	25,1
	6728	25,4	5,836	3,481	4,802	50,8	40,6	45,2	26,4
Subs. Alumínio	2112	22,4	16,536	-	2,397	52,4	44,5	45,4	42,4
	2110	19,6	5,942	-	15,528	45,8	41,5	52,9	42,2
	2098	22,9	16,982	0,932	0,352	52,5	45,2	43,9	42,3
	2109	21,7	13,788	6,466	0,353	52,8	49,4	45,0	44,2
	3950	24,4	3,041	16,703	10,762	48,0	53,1	51,2	45,5
	6793	21,7	26,415	-	10,152	51,0	39,4	45,2	37,3
	6794	22,1	12,160	-	22,191	43,2	36,5	50,8	37,0
	6695	24,4	21,837	0,334	12,385	50,6	40,8	48,1	39,3

Comparando as temperaturas dos aquecedores apresentadas nas Tabelas 5.13 e 5.15, observa-se que a maior diferença entre os valores estimados e medidos foi de 1,4 °C no substrato de acrílico e de 2,4°C no substrato de alumínio. As potências dissipadas nos aquecedores são valores conhecidos e que não necessitam ser tratados para se obter o valor da taxa de transferência conjugada de calor de cada aquecedor. Desta forma, o seu uso é conveniente como primeira estimativa das temperaturas dos aquecedores.

6 CONCLUSÕES

Este trabalho considerou o resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de dois ou de quatro aquecedores discretos montados na parede inferior de um duto retangular. Esse resfriamento foi descrito através de coeficientes conjugados que podem ser agrupados numa matriz quadrada de ordem igual ao número de aquecedores. O duto tinha uma extremidade fechada e duas aberturas na sua parede superior, através das quais era forçado um escoamento de ar que incidia sobre dois aquecedores. O resfriamento conjugado ocorreu por convecção forçada das superfícies dos aquecedores diretamente em contato com o escoamento de ar e por condução através da parede inferior do duto. Com a finalidade de enfatizar os mecanismos de convecção forçada ou de condução no resfriamento dos aquecedores, duas paredes inferiores (substratos) distintas foram consideradas neste estudo: uma de acrílico e outra de alumínio. O trabalho foi desenvolvido através de uma investigação experimental com aquecedores protuberantes no duto e de uma investigação numérica considerando aquecedores rentes na superfície interna do duto, com a finalidade de complementar e comparar os resultados obtidos.

Na investigação experimental, os coeficientes conjugados foram obtidos em testes com um único aquecedor ativo no duto por vez, considerando uma faixa do número de Reynolds do escoamento de ar entre 2000 e 7000. A temperatura de cada aquecedor ativo nestes testes foi mantida próxima a 40°C ou a 50°C, um procedimento que serviu para verificar que os coeficientes conjugados g_{ni}^+ dependiam do escoamento, mas eram invariantes com a taxa de transferência conjugada de calor dos aquecedores.

Os testes experimentais foram realizados em configurações contendo dois ou quatro aquecedores protuberantes montados sobre substratos de acrílico ou de alumínio. Em todas as configurações foram calculados os coeficientes conjugados, enquanto que nas montagens com o substrato de acrílico o número de Nusselt adiabático médio também foi avaliado. A partir dos resultados experimentais obtidos, correlações associadas de $\overline{Nu}_{ad}$ e g_{ni}^+ na forma $C Re^m$ foram apresentadas. Nas montagens com dois aquecedores, alguns testes experimentais adicionais foram realizados onde se verificou a simetria geométrica e térmica do duto de modo que os

resultados de g_{ni}^+ para cada aquecedor foram aproximadamente idênticos. Em todos os casos analisados os valores experimentais do número de Nusselt adiabático médio foram ligeiramente maiores que os resultados numéricos. Os valores experimentais dos coeficientes conjugados g_{ii}^+ de autoaquecimento foram sempre menores que os coeficientes numéricos correspondentes. Isso ocorreu devido à maior área de contato dos aquecedores protuberantes (48% maior), implicando numa taxa de transferência de calor maior por convecção desses aquecedores.

Após determinar a matriz dos coeficientes conjugados, testes adicionais foram então realizados mantendo ao mesmo tempo dois ou três aquecedores ativos no duto com quatro aquecedores. Nestes testes, na faixa investigada do número de Reynolds do escoamento de ar no duto, potências distintas foram dissipadas nos aquecedores e as suas temperaturas obtidas em regime permanente foram medidas. Dois procedimentos foram então utilizados para comparar as temperaturas medidas dos aquecedores com as previsões baseadas nos coeficientes conjugados. No primeiro procedimento, as taxas de transferência de calor conjugadas de cada aquecedor foram estimadas e utilizadas, juntamente com os coeficientes conjugados, para prever as temperaturas dos aquecedores no duto. Neste procedimento, a maior diferença observada entre as temperaturas medidas e previstas dos aquecedores foi de 0,4°C para o substrato de acrílico e de 0,2°C para o substrato de alumínio. No segundo procedimento, as temperaturas dos aquecedores foram estimadas com os coeficientes conjugados e as potências elétricas dissipadas em cada aquecedor. Neste caso, as diferenças entre as temperaturas medidas e as previstas foram naturalmente maiores, mas ficaram limitadas a 1,4°C para o substrato de acrílico e 2,4°C para o substrato de alumínio. Estas diferenças ainda são bastante adequadas devido à elevada fração da taxa de transferência conjugada de calor em relação à potência dissipada em cada aquecedor. Desse modo, embora a matriz dos coeficientes conjugados tenha sido desenvolvida considerando a taxa conjugada de transferência de calor de cada aquecedor, ela também foi associada com a potência dissipada em cada aquecedor, fornecendo resultados razoáveis na predição das suas temperaturas.

Na investigação numérica foram efetuadas simulações tridimensionais em regime permanente do escoamento e da troca conjugada de calor dos aquecedores num único domínio envolvendo as regiões de sólido (aquecedores e placa do substrato) e fluido (escoamento de ar).

Os resultados obtidos nas simulações foram tratados e forneceram os coeficientes convectivos adiabáticos e os coeficientes conjugados de uma configuração semelhante àquela da montagem experimental. Foram considerados, entretanto, apenas aquecedores rentes, devido ao tempo computacional excessivo observado nas tentativas de simulação com aquecedores protuberantes. Apesar disso, os resultados numéricos foram comparados com os experimentais e mostraram comportamentos semelhantes na faixa investigada do número de Reynolds.

Dessa forma, as temperaturas de aquecedores discretos montados numa parede condutiva de um duto e resfriados pelo mecanismo conjugado por convecção forçada-condução podem ser previstas por uma matriz de coeficientes conjugados. A principal conveniência deste tratamento é que esses coeficientes são invariantes com a potência dissipada nos aquecedores e desta forma uma vez determinados eles se aplicam para qualquer distribuição da potência dissipada nos aquecedores. Os resultados desta investigação possuem um potencial para aplicações no resfriamento de componentes eletrônicos montados numa placa de circuitos.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

A presente investigação foi efetuada considerando um único duto retangular com dois e quatro aquecedores discretos montados na sua parede inferior. O tamanho dos aquecedores foi sempre o mesmo, com uma base quadrada de (5x5) cm e 6 mm de altura, compatível com o de processadores atuais. Devido a sua aplicabilidade em problemas envolvendo o controle térmico de componentes eletrônicos montados numa placa de circuitos, diversos estudos podem ser sugeridos para desenvolvimento futuro, utilizando diferentes geometrias, condições de contorno térmicas, propriedades físicas dos materiais e formas de imposição do escoamento forçado. Entre eles, destacam-se:

- Uma nova tentativa de simulação numérica 3D do problema utilizando aquecedores protuberantes sobre os substratos.

- Estudo dos efeitos da variação da geometria, como as dimensões do duto e a posição e a largura das aberturas do escoamento, a aresta e a altura dos aquecedores.
- A utilização de outras distribuições de aquecedores na placa de substrato, alterando o seu número, tamanho e posição relativa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALDABBAGH, L. B. Y.; MOHAMAD, A. A. A three-dimensional numerical simulation of impinging jet arrays on a moving plate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 21–22, p. 4894–4900, 2009.

ALVES, Thiago Antonini. **Resfriamento conjugado de aquecedores discretos em canais**, 2010. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica: Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

ALVES, T. A.; ALTEMANI, C. A. C. An invariant descriptor for heaters temperature prediction in conjugate cooling. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 58, p. 92–101, 2012.

ANDERSON, A. M.; MOFFAT, R. J. The adiabatic heat transfer coefficient and the superposition kernel function: part 1 – data for arrays of flatpacks for different flow conditions. **Journal of Electronic Packaging**, v. 114, p. 14–21, 1992a.

ANDERSON, A. M.; MOFFAT, R. J. The adiabatic heat transfer coefficient and the superposition kernel function: part 2 – modeling flatpack data as a function of channel turbulence. **Journal of Electronic Packaging**, v. 114, p. 22–28, 1992b.

ANGIOLETTI, M.; DI TOMMASO, R. M.; NINO, E.; RUOCCO, G. Simultaneous visualization of flow field and evaluation of local heat transfer by transitional impinging jets. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, n. 10, p. 1703–1713, 2003.

ARVIZU, D. E.; MOFFAT, R. J. The use of superposition in calculating cooling requirements for circuit-board-mounted electronic components. Institute of Electrical and Electronics Engineers – IEEE. **Anais...** p.133–144, 1982. San Diego, CA, USA.

BEHNIA, M.; PARNEIX, S.; SHABANY, Y.; DURBIN, P. A. Numerical study of turbulent heat transfer in confined and unconfined impinging jets. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 20, n. 1, p. 1–9, 1999.

BELTAOS, S. Oblique impingement of circular turbulent jets. **Journal of Hydraulic Research**, v. 14, n. 1, p. 17–36, 1976.

BULA, A. J.; RAHMAN, M. M.; LELAND, J. E. Axial steady free surface jet impinging over a flat disk with discrete heat sources. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 21, n. 1, p. 11–21, 2000.

CELIK, I. B. Procedure for estimation and reporting of discretization error in CFD applications. Disponível em: <<http://journaltool.asme.org/Templates/JFENumAccuracy.pdf>>. Acesso em: 9/3/2012.

DAGTEKIN, I.; OZTOP, H. F. Heat transfer due to double laminar slot jets impingement onto an isothermal wall within one side closed long duct. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 35, n. 1, p. 65–75, 2008.

DANEK, C. J.; MOFFAT, R. J. Low aspect ratio impingement cooling of electronic components with turbulence augmentation. **Advances in Electronic Packaging**, v. 10, n. 2, p. 837–842, 1995.

DAVALATH, J.; BAYAZITOGLU, Y. Forced convection cooling across rectangular blocks. **Journal of Heat Transfer**, v. 109, n. 2, p. 321–328, 1987.

DONALDSON, C.; SNEDEKER, R. S. A study of free jet impingement. Part 1. Mean properties of free and impinging jets. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 45, n. 02, p. 281–319, 1971.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introduction to Fluid Mechanics, 5th Edition**. 5th ed. John Wiley & Sons Canada, Ltd., 1998.

GOLDSTEIN, R. J.; BEHBAHANI, A. I.; HEPPELMANN, K. K. Streamwise distribution of the recovery factor and the local heat transfer coefficient to an impinging circular air jet. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 29, n. 8, p. 1227–1235, 1986.

GUARINO, J. R.; MANNO, V. P. Characterization of laminar jet impingement cooling in portable computer applications. **IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies**, v. 25, n. 3, p. 337–346, 2002.

HACKER, J.M.; EATON, J.K. Measurements of heat transfer in a separated and reattaching flow with spatially varying thermal boundary conditions. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 18, n. 1, p. 131–141, 1997.

HACKER, JAMES M.; EATON, JOHN K. **Heat transfer measurements in a backward facing step flow with arbitrary wall temperature variations**. Stanford University, 1995.

HARTNETT, J. P.; ROHSENOW, W. M. **Handbook of Heat Transfer**. 1973.

HOLLWORTH, B. R.; BERRY, R. D. Heat transfer from arrays of impinging jets with large jet-to-jet spacing. **Journal of Heat Transfer**, v. 100, n. 2, p. 352–357, 1978.

HUBER, A. M.; VISKANTA, R. Effect of jet-jet spacing on convective heat transfer to confined, impinging arrays of axisymmetric air jets. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 37, n. 18, p. 2859–2869, 1994.

ICHIMIYA, K.; HOSAKA, N. Experimental study of heat transfer characteristics due to confined impinging two-dimensional jets. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 5, n. 6, p. 803–807, 1992.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 5th ed. Wiley, 2001.

KAYS, W. M.; CRAWFORD, M. E. **Convective Heat and Mass Transfer**. 3rd ed. McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 1993.

KIM, S. H.; ANAND, N. K. Laminar developing flow and heat transfer between a series of parallel plates with surface mounted discrete heat sources. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 37, n. 15, p. 2231–2244, 1994.

KLINE, S. J.; MCCLINTOK, F. A. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. **Mechanical Engineering**, v. 75, p. 3–8, 1953.

KRAUS, A. D.; BAR-COHEN, A. **Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment**. 1st ed. McGraw-Hill, 1983.

KUNUGI, T.; YOKOMINE, T.; ICHIMIYA, K. Numerical and experimental study on heat transfer of an impinging turbulent plane jet with confined wall. **Heat Transfer in Turbulent Flows**, v. 246, p. 25–31, 1993.

LOIOLA, Bruna Rafaella. **Resfriamento conjugado de aquecedores protuberantes em um duto retangular**, 2013. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica: Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

MARCHI NETO, I.; ALTEMANI, C. A. C. Enhancement of the convective cooling of two heaters in a rectangular duct by impinging jets. 14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. **Anais...**, 2012. Rio de Janeiro, RJ.

MARTIN, H. Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces. In: James P. Hartnett and Thomas F. Irvine (Ed.); **Advances in Heat Transfer**. v. Volume 13, p.1–60, 1977. Elsevier.

MOFFAT, R. J. What's new in convective heat transfer? **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 19, n. 2, p. 90–101, 1998.

MOFFAT, R. J. h adiabatic and u_{max} '. **Journal of Electronic Packaging**, v. 126, n. 4, p. 501, 2004.

MOFFAT, R. J.; ANDERSON, A. M. Applying heat transfer coefficient data to electronics cooling. **Journal of Heat Transfer**, v. 112, p. 882–890, 1990.

MOFFAT, R. J.; ARVIZU, D. E.; ORTEGA, A. Cooling electronic components: forced convection experiments with an air-cooled array. **Heat transfer in electronic equipment**, v. 48, p. 17–27, 1985.

NAKAYAMA, W. Forced convective/conductive conjugate heat transfer in microelectronic equipment. **Annual Review of Heat Transfer**, v. 8, n. 8, 1997.

O'DONOVAN, T. S.; MURRAY, D. B. Fluctuating fluid flow and heat transfer of an obliquely impinging air jet. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 51, n. 25–26, p. 6169–6179, 2008.

O'DONOVAN, TADHG S.; MURRAY, DARINA B. Jet impingement heat transfer – Part I: Mean and root-mean-square heat transfer and velocity distributions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, n. 17–18, p. 3291–3301, 2007.

PATANKAR, S. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. 1st ed. Taylor & Francis, 1980.

POLAT, S.; HUANG, B.; MUJUMDAR, A. S.; DOUGLAS, W. J. M. Numerical flow and heat transfer under impinging jets: a review. **Annual Review of Heat Transfer**, v. 2, n. 2, 1989.

SIMÕES, Roberto Mac Intyer. **Estudo experimental da transferência de calor conjugada convecção natural-condução em canal vertical com elementos protuberantes aquecidos**, 2011. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica: Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SPALDING, D. B. A Single Formula for the “Law of the Wall.” **Journal of Applied Mechanics**, v. 28, n. 3, p. 455, 1961.

SPALDING, D. B.; AGONAFER, D.; GAN-LI, L. The LVEL turbulence model for conjugate heat transfer at low Reynolds numbers. **ASME International Mechanical Congress and Exposition**, 1996.

SPARROW, E. M.; GOLDSTEIN, R. J.; ROUF, M. A. Effect of nozzle-surface separation distance on impingement heat transfer for a jet in a crossflow. **Journal of Heat Transfer-Transactions of The Asme - J HEAT TRANSFER**, v. 97, p. 528–533, 1975.

SPARROW, E. M.; WONG, T. C. Impingement transfer coefficients due to initially laminar slot jets. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 18, n. 5, p. 597–605, 1975.

SUGAVANAM, R.; ORTEGA, A.; CHOI, C. Y. A numerical investigation of conjugate heat transfer from a flush heat source on a conductive board in laminar channel flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 38, n. 16, p. 2969–2984, 1995.

SULTAN, G. I. Enhancing forced convection heat transfer from multiple protruding heat sources simulating electronic components in a horizontal channel by passive cooling. **Microelectronics Journal**, v. 31, n. 9–10, p. 773–779, 2000.

WHEELER, J.; NETI, S. Heat transfer from a semi-confined impinging laminar jet. Proc. Nat. Heat Transfer Conf. **Anais...**, 1999.

ZUCKERMAN, N.; LIOR, N. Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations, and Numerical Modeling. **Advances in Heat Transfer**. v. 39, p.565–631, 2006. Elsevier.

APÊNDICE A – Listagem de Programação

A.1 Cálculo da $(T_{w,n})_{i,k}$ inserida no arquivo Q1 do PHOENICS (via InForm)

```

      ⋮
CHAR(ESPPL); ESPPL=0.002

(STORED of DELY at PL is :ESPPL: - SOUTH(YCEN) with IF(ISWEEP.EQ.LWEEP))

      (STORED of TW at PL is
(HTCO*TEM1+(SOUTH(KOND)/DELY)*SOUTH(TEM1))/(HTCO
+(SOUTH(KOND)/DELY)) with IF(ISWEEP.EQ.LSWEEP))
      ⋮
```

A.2 Programação inserida no Matlab (dados inseridos de um caso)

```
clear all
format long

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% dados %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
a=0.05;                                %aresta do aquecedor
W=0.04;                                %aresta da abertura de entrada de ar
T0=18;                                 %temperatura do ar na entrada (C)
% Lx=0.16;                             %largura do canal - direção x (m)
% Lz=0.25;                             %largura do canal - direção z (m)
Theater=22;                            %temperatura do aquecedor
Rho=1.204;                              %densidade do ar (kg/m3)
Cp=1007;                               %calor específico (J/kg.K)
ni=1.516e-5;                           %viscosidade cinemática do ar (m2/s)
v_jato=[0.566 0.8 1.131 1.6 2.263 3.2]; %velocidades inseridas no Phoenix

qcj(1)=1.242692E+00 + 2.232415E-01;    %q conjugado
qcj(2)=1.471146E+00 + 2.677153E-01;
qcj(3)=1.744938E+00 + 3.220666E-01;
qcj(4)=2.063528E+00 + 3.890233E-01;
qcj(5)=2.437548E+00 + 4.693158E-01;
qcj(6)=2.868822E+00 + 6.154319E-01;

malhax=92;
malhay=48;
```

```

malhaz=140;

%cálculo mpto
for i=1:length(v_jato)
    mpto(i)=2*Rho*v_jato(i)*W^2;
end

%Alumínio g+xx dados numéricos

for j=1:length(v_jato)
    kk=num2str(j);
    TP=dlmread(strcat('TW_J',kk,' (1_92)(9_9)(1_140).TXT'));

    lin_ini=1:malhaz:length(TP(:,1));
    lin_fin=malhaz:malhaz:length(TP(:,1));

    for i=1:malhaz
        TW(:,i)=TP(lin_ini(i):lin_fin(i),4);
        cel_x(:,i)=TP(lin_ini(i):lin_fin(i),5);
        cel_z(:,i)=TP(lin_ini(i):lin_fin(i),7);
    end

    c=1;
    for coluna=21:40
        for linha2=21:40
            Soma_T21(c)=TW(linha2,coluna)*cel_x(linha2,coluna)*cel_z(linha2,coluna);
            c=c+1;
        end
    end
    T21med(j)=(1/(a^2))*sum(sum(Soma_T21));
    gxx(j)=(22-T0)*(mpto(j)*Cp)/qcj(j);
    gxy(j)=(T21med(j)-T0)*(mpto(j)*Cp)/qcj(j);
    Renum(j)=v_jato(j)*W/ni;
end

%Alumínio g+xx dados experimentais

dados=xlsread('gráficos.xls','DADOS MATLAB');
g1140=dados(1:5,3);
Re1140=dados(1:5,2);

g1150=dados(7:11,3);
Re1150=dados(7:11,2);

g2240=dados(15:16,4);
Re2240=dados(15:16,2);

g2250=dados(18:19,4);
Re2250=dados(18:19,2);

loglog(Re1140,g1140,'+k',Re1150,g1150,'sk',Re2240,g2240,'ok',Re2250,g2250,'^k','LineWidth',0.9,'MarkerEdgeColor','k','MarkerSize',8)
hold on
loglog(Renum,gxx,'ok','LineWidth',1,'MarkerEdgeColor','k','MarkerFaceColor','black','MarkerSize',4)

hold on
Re=Re1140;
Re(length(Re)+1:length(Re)+length(Re1150))=Re1150;
Re(length(Re)+1:length(Re)+length(Re2240))=Re2240;

```

```

Re (length (Re)+1:length (Re)+length (Re2250))=Re2250;
Re=sort (Re);

g=g1140;
g (length (g)+1:length (g)+length (g1150))=g1150;
g (length (g)+1:length (g)+length (g2240))=g2240;
g (length (g)+1:length (g)+length (g2250))=g2250;
g=sort (g);
g1=g;

s = fitoptions ('Method','NonlinearLeastSquares',...
                'Lower',[0,0],...
                'Upper',[inf,max (Re)],...
                'Startpoint',[1 1]);

f = fitype ('a*(x)^b','options',s);
[c1]= fit (Re,g,f);
coeffj1=coeffvalues (c1)
coeffj_al1=num2str (coeffj1 (1),'%5.3f');
coeffj_a11=coeffj1 (1);
coeffj_b1a=num2str (coeffj1 (2),'%5.3f');
coeffj_b11=coeffj1 (2);

x1=linspace (min (Re),max (Re),10)';
for ii=1:length (x1)
    y1 (ii,1)=(coeffj_a11)*((x1 (ii,1))^(coeffj_b11));
end

plot (x1,y1,'--k','LineWidth',0.8)

text (1500,60,strcat ('{g^+}_{11} ou {g^+}_{22} ={' },coeffj_al1,'
Re^{',coeffj_b1a,'} (Exp.)'),'FontSize',12)

Re_exp=x1;
g_exp=y1;
a_Re_exp=coeffj_a11;
b_g_exp=coeffj_b11;

hold on

s = fitoptions ('Method','NonlinearLeastSquares',...
                'Lower',[0,0],...
                'Upper',[inf,max (Renum)],...
                'Startpoint',[1 1]);

f = fitype ('a*(x)^b','options',s);
[c1]= fit (Renum,gxx',f);
coeffj1=coeffvalues (c1)
coeffj_alb=num2str (coeffj1 (1),'%5.3f');
coeffj_a11=coeffj1 (1);
coeffj_b1b=num2str (coeffj1 (2),'%5.3f');
coeffj_b11=coeffj1 (2);

x1=linspace (min (Renum),max (Renum),50)';
for ii=1:length (x1)
    y1 (ii,1)=(coeffj_a11)*((x1 (ii,1))^(coeffj_b11));
end

plot (x1,y1,'-k','LineWidth',0.8)

text (1500,40,strcat ('{g^+}_{11} ou {g^+}_{22} ={' },coeffj_alb,'
Re^{',coeffj_b1b,'} (Num.)'),'FontSize',12)

```



```

f = fitype('a*(x)^b','options',s);
[c2]= fit(Re,g,f);
coeffj2=coeffvalues(c2)
coeffj_a2a=num2str(coeffj2(1),'%5.3f');
coeffj_a22=coeffj2(1);
coeffj_b2a=num2str(coeffj2(2),'%5.3f');
coeffj_b22=coeffj2(2);

x2=linspace(min(Re),max(Re),10)';
for ii=1:length(x2)
    y2(ii,1)=(coeffj_a22)*((x2(ii,1))^(coeffj_b22));
end

plot(x2,y2,'--k','LineWidth',0.8)

text(1500,60, strcat('{g^+}_{21} ou {g^+}_{12} ={' },coeffj_a2a,'
Re^{',coeffj_b2a,'} (Exp.)'), 'FontSize',12)

hold on

s = fitoptions('Method','NonlinearLeastSquares',...
    'Lower',[-inf,-inf],...
    'MaxFunEvals',10e10,...
    'Upper',[inf,inf],...
    'Startpoint',[1.5 1.5]);

f = fitype('a*(x)^b','options',s);
[c2]= fit(Renum,gxy,f);
coeffj2=coeffvalues(c2)
coeffj_a2b=num2str(coeffj2(1),'%5.3f');
coeffj_a22=coeffj2(1);
coeffj_b2b=num2str(coeffj2(2),'%5.3f');
coeffj_b22=coeffj2(2);

x2=linspace(min(Renum),max(Renum),50)';
for ii=1:length(x2)
    y2(ii,1)=(coeffj_a22)*((x2(ii,1))^(coeffj_b22));
end

plot(x2,y2,'-k','LineWidth',0.8)

text(1500,40, strcat('{g^+}_{21} ou {g^+}_{12} ={' },coeffj_a2b,'
Re^{',coeffj_b2b,'} (Num.)'), 'FontSize',12)

set(gca,'XTick',[1000 2000 3000 4000 5000 6000 7000 8000 9000 1e+004])
set(gca,'XTickLabel',{'1000',' ',' ',' ',' ',' ',' ',' ',' ',' ','10000'},'FontSize',12)
set(gca,'YTick',[1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100])
set(gca,'YTickLabel',{'1',' ',' ',' ',' ',' ',' ',' ',' ',' ','10',' ',' ',' ',' ',' ',' ',' ',' ','100'},'
FontSize',12)
title({'Coeficiente conjugado (g+) em função do número de Reynolds (substrato de
alumínio)';'';''}, 'FontSize',11)
legend('T_1=40{\circ}C (Exp.)','T_1=50{\circ}C (Exp.)','T_2=40{\circ}C
(Exp.)','T_2=50{\circ}C (Exp.)','Aq. rente (Num.)',4);
set(legend,'FontSize',12)
axis([1000 10000 1 100])
xlabel('Re_j','FontSize',12)
ylabel('{g^+}_{21} ou {g^+}_{12}','FontSize',12)
saveas(gcf,'Gráfico2 LOG(g+xy) x LOG(Re).pdf')
hold off
close;

```

APÊNDICE B – Cálculo do Coeficiente de Vazão do Bocal (K_b)

Para calibrar o bocal interno da montagem experimental utilizaram-se dois bocais idênticos, com um deles na entrada da caixa plenum, como indicado na Figura B.1. A instrumentação utilizada foi composta por um termômetro (Incotherm com precisão de $0,1^\circ\text{C}$) para medir a temperatura ambiente, um manômetro inclinado (Merian, modelo 40HE35) contendo álcool etílico e um manômetro em U contendo água para medir as diferenças de pressão.

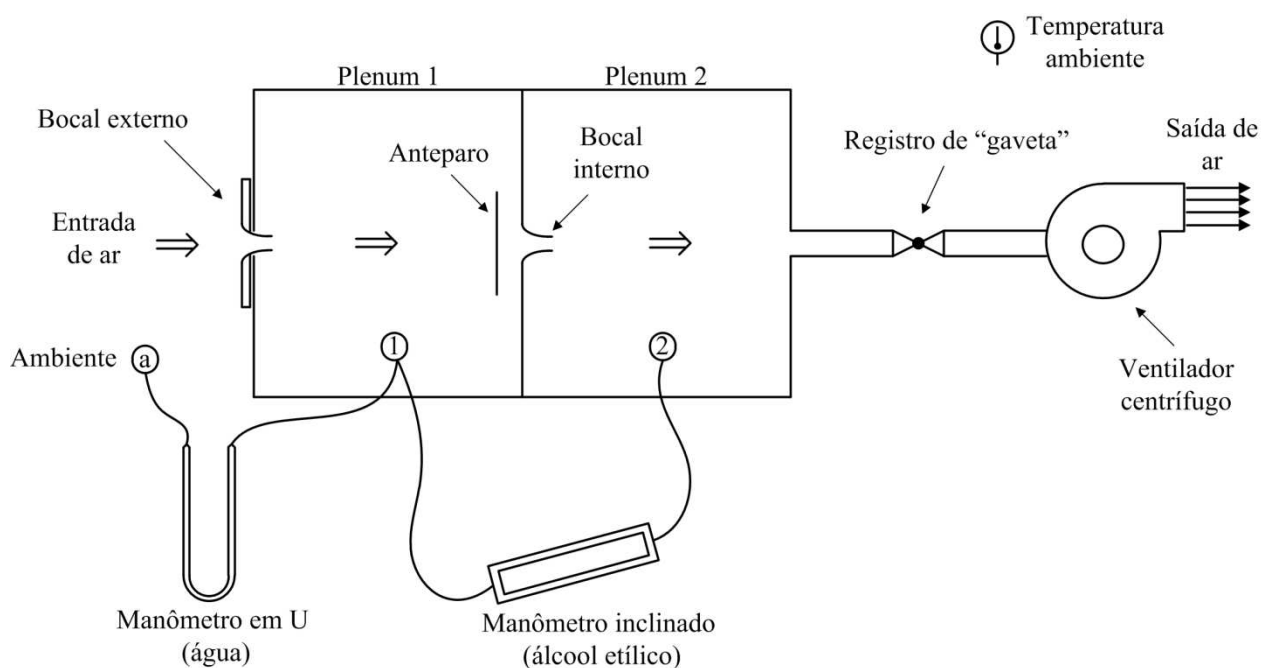


Figura B.1 – Montagem experimental utilizado para a calibração do bocal interno.

Os sub-índices **1**, **2** e **a** referenciados nas equações a seguir representam os locais onde as diferenças de pressão são avaliadas, conforme ilustrado na Figura B.1.

O coeficiente de vazão do bocal externo (K_e) varia na faixa $0,95 < K_e < 0,99$, (Fox e McDonald, 1998). A vazão mássica através desse bocal pode ser obtida por

$$\dot{m}_e = K_e A_t \sqrt{2 \rho_{ar_a} \Delta P_{a1}} \quad (B.1)$$

Nos testes realizados, foi assumido $K_e = 0,99$ e a área A_t representa a área da seção transversal interna do bocal com diâmetro (D) de 17 mm, ou seja,

$$A_t = \frac{\pi D^2}{4} \quad (B.2)$$

Considerando o ar como um gás ideal, a sua densidade no ambiente (a) do laboratório (ρ_{ar_a}) pode ser obtida por:

$$\rho_{ar_a} = \frac{P_a}{R T_a} \quad (B.3)$$

A diferença de pressão ΔP_{a1} foi obtida por

$$\Delta P_{a1} = \rho_{H_2O} g \Delta h_{a1} \quad (B.4)$$

onde, Δh_{a1} indica a leitura do manômetro em U com água.

A densidade da água (ρ_{H_2O}) foi obtida a partir de um ajuste de um polinômio de segundo grau sobre um conjunto de valores tabelados de ρ_{H_2O} retirados do Incropera *et al.* (2001) . Dessa forma, obtém-se a seguinte equação empírica:

$$\rho_{H_2O} = 999,96134 + 0,022736506(T) - 0,0054886313(T)^2 \quad (B.5)$$

onde, T indica a temperatura da água em ($^{\circ}\text{C}$).

Para cada vazão mássica ($\dot{m}_e$) o número de Reynolds do bocal (Re_b) foi obtido por:

$$Re_b = \frac{4 \dot{m}_e}{\pi D \mu_{ar}} \quad (\text{B.6})$$

A viscosidade absoluta do ar (μ_{ar}) foi calculada utilizando a equação empírica de Sutherland apresentada por Fox e McDonald, (1998):

$$\mu_{ar} = \frac{b T_a^{3/2}}{T_a + S} \quad (\text{B.7})$$

onde as constantes b e S são respectivamente $1,458 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{1/2}} \right)$ e $110,4 \text{ K}$ e a temperatura do ar deve ser expressa em (K).

Devido à montagem em série dos dois bocais, eles possuem a mesma vazão $\dot{m}_i = \dot{m}_e$, de modo que

$$\dot{m}_e = K_i A_t \sqrt{2 \rho_{ar_1} \Delta P_{12}} \quad (\text{B.8})$$

onde ρ_{ar_1} indica a densidade do ar no interior da caixa Plenum 1 e ΔP_{12} a diferença de pressão entre as caixas Plenum 1 e 2.

A densidade do ar (ρ_{ar_1}) na caixa Plenum 1 foi obtida por:

$$\rho_{ar_1} = \frac{P_1}{R T_a} = \frac{P_a - \Delta P_{a1}}{R T_a} \quad (\text{B.9})$$

onde, ΔP_{a1} indica a mesma diferença de pressão obtida pela Equação (B.4).

A diferença de pressão (ΔP_{12}) na Equação (B.8) foi obtida por

$$\Delta P_{12} = d_r \rho_{H_2O} g \Delta h_{12} \quad (\text{B.10})$$

onde, d_r é a densidade relativa do álcool etílico ($d_r = 0,7876$) e Δh_{12} é a altura manométrica do manômetro inclinado.

Diversos testes experimentais foram realizados para obter uma curva de calibração do coeficiente de vazão do bocal interno ($K_i = K_b$) em função do número de Reynolds do bocal (Re_b). Os resultados estão indicados na Figura B.2.

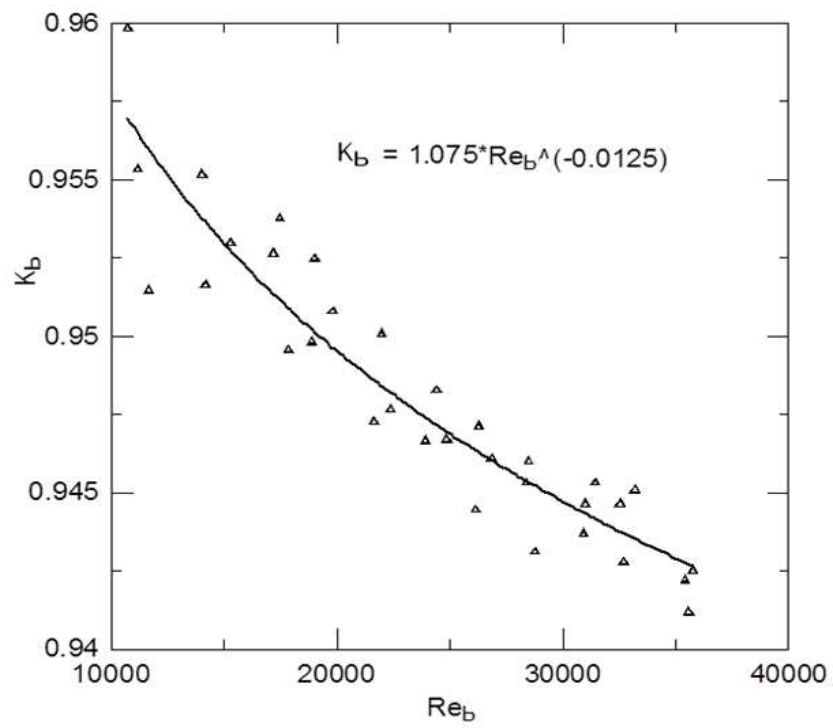


Figura B.2 – Correlação do coeficiente do bocal em função do número de Reynolds.

Após a calibração, o bocal externo foi substituído pelo duto estudado, conforme ilustrado na Figura 4.1.

APÊNDICE C – Avaliação das Perdas Térmicas

C.1 Substrato de acrílico

A taxa de transferência de calor do aquecedor ativo por convecção (q_{cv}) para o escoamento de ar foi avaliada através de um balanço de energia realizado no aquecedor. As perdas térmicas envolvidas nessa análise foram subtraídas da potência elétrica dissipada no aquecedor (q_h), conforme indicado na Equação (C.1). Foram consideradas neste caso as perdas térmicas por condução através da camada de ar na cavidade abaixo do aquecedor, as perdas por radiação pela superfície do aquecedor, as perdas por condução nos fios que saem do aquecedor e as perdas por condução através da vedação de silicone na interface do aquecedor com a placa do substrato. Assim, para cada aquecedor ativo,

$$q_{cv} = q_h - (q_{cd_cav} + q_{rad} + q_{fios} + q_{sil}) \quad (C.1)$$

onde $q_p = (q_{cd_cav} + q_{rad} + q_{fios} + q_{sil})$.

Já para a determinação da taxa de transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução (q_{cj}) do aquecedor para o escoamento de ar e para a placa do substrato a Equação (C.2) foi utilizada, considerando um balanço de energia envolvendo um aquecedor ativo e o substrato de acrílico.

$$q_{cj} = q_h - (q_{rad_h} + q_{fios} + q_{iso}) \quad (C.2)$$

A taxa de perda de calor do aquecedor por condução (q_{cd}) foi obtida subtraindo a Eq. (C.1) da Eq. (C.2).

A seguir serão descritas as avaliações das perdas térmicas relacionadas nas Equações (C.1) e (C.2).

C.1.1 Perdas térmicas por condução através da cavidade

As cavidades presentes no substrato de acrílico, indicadas na Figura 4.9 e Figura 4.17, eram vedadas com a fixação dos aquecedores através de um filme de borracha de silicone em suas arestas, isolando assim a cavidade do escoamento de ar no duto. A temperatura da face superior da cavidade foi considerada a temperatura média do aquecedor (T_h), enquanto que a temperatura da base da cavidade (T_{cav}) foi medida por um termopar localizado no seu centro (Figura 4.22). Dessa forma, a taxa de perda térmica através da camada estagnada de ar na cavidade foi avaliada considerando a condução unidimensional de calor. Como a superfície aquecida estava na face superior da cavidade, não foram considerados efeitos da convecção natural. Assim,

$$q_{cd_cav} = k_{ar} A_{cav} \frac{(T_h - T_{cav})}{H_{cav}} \quad (C.3)$$

onde, k_{ar} é a condutividade térmica do ar (avaliada entre T_h e T_{cav}), H_{cav} é a altura da cavidade (1,3 mm) e A_{cav} a área da base da cavidade (49,6 x 49,6 mm).

C.1.2 Perdas térmicas por radiação

Foram consideradas as perdas térmicas por radiação do aquecedor ativo através da cavidade inferior e através das suas superfícies expostas ao escoamento de ar, como indicado na Equação (C.4).

$$q_{rad} = q_{rad_cav} + q_{rad_h} \quad (C.4)$$

A taxa de perda de calor por radiação através da cavidade inferior foi aproximada como a troca de radiação entre duas placas paralelas infinitas considerando superfícies difusas e cinzentas, conforme ilustrado na Equação (C.5). Essa aproximação foi utilizada porque a aresta da cavidade de base quadrada era de 49,6 mm enquanto que a sua altura era de apenas 1,3 mm.

$$q_{rad_{cav}} = \frac{\sigma A_{cav} (T_h^4 - T_{cav}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{1}{\varepsilon_A}} \quad (C.5)$$

Com o objetivo de minimizar as perdas térmicas por radiação, foram utilizadas folhas aluminizadas na base de cada cavidade e sua emissividade (ε_A) foi considerada igual a 0,3. Todas as superfícies dos aquecedores foram polidas com pasta automotiva e a sua emissividade (ε_h) foi considerada igual a 0,1.

As perdas térmicas por radiação através das superfícies expostas ao escoamento foram estimadas utilizando as hipóteses de superfícies cinzentas com emissividade difusa para o meio envolvente considerado como corpo negro à temperatura ambiente. Dessa forma,

$$q_{rad_h} = \varepsilon_h \sigma A_h (T_h^4 - T_e^4) \quad (C.6)$$

onde, A_h é a área do aquecedor exposta ao escoamento e T_e a temperatura de entrada do escoamento de ar no duto.

C.1.3 Perdas térmicas por condução através dos fios

As perdas térmicas de um aquecedor ativo através dos fios de termopar e potência conectados ao aquecedor foram estimadas a partir da soma indicada na Equação (C.7).

$$q_{fios} = q_{pot} + q_{ter} \quad (C.7)$$

As Equações (C.8) e (C.9) ilustram respectivamente as perdas térmicas através dos fios de potência e dos fios dos termopares, considerando condução de calor unidimensional ao longo desses fios. Ao sair dos aquecedores, esses fios foram passados através de furos na placa do substrato e estendidos ao longo da sua face inferior, na interface com a camada inferior de isolante térmico.

$$q_{pot} = 2 k_{cu} A_{cu} \frac{(T_h - T_e)}{L_{cu}} \quad (C.8)$$

Como os fios de potência eram de cobre, considerou-se a condutividade térmica (k_{cu}) de 401 W/m.K, o comprimento (L_{cu}) dos fios de 205 mm cobertos pelo isolamento térmico e a área da sua seção transversal (A_{cu}) baseada no seu diâmetro de 0,29 mm.

$$q_{ter} = 3 k_{cr} A_{ter} \frac{(T_h - T_e)}{L_{ter}} + 3 k_{co} A_{ter} \frac{(T_h - T_e)}{L_{ter}} \quad (C.9)$$

O comprimento dos fios dos termopares (L_{ter}) também era 205 mm e a condutividade térmica dos fios de termopar tipo E (cromel-constantan) foram considerados $k_{cr} = 19,21$ W/m.K e $k_{co} = 21,12$ W/m.K, conforme especificação do fabricante (Omega Engineering, EUA). Os fios de termopares apresentavam diâmetros de 0,254 mm.

C.1.4 Perdas térmicas por condução através da vedação de silicone

A taxa de perdas térmicas condutivas do aquecedor ativo para o substrato de acrílico através do filme de vedação do silicone foi estimada através da Equação (C.10).

$$q_{sil} = k_{sil} A_{sil} \frac{(T_h - T_{cav})}{H_{fita}} \quad (C.10)$$

Essa condução unidimensional foi baseada na diferença entre a temperatura média do aquecedor (T_h) e a temperatura da base da cavidade de acrílico (T_{cav}). A condutividade térmica do silicone foi considerada igual a 0,2 W/m.K e a sua espessura (H_{fita}) foi considerada igual à espessura da fita isolante fixada nos quatro vértices da base do aquecedor para separação da placa do substrato de acrílico. A partir dessa espessura, a área de troca de calor foi considerada ao longo de toda a aresta do aquecedor, $A_{sil} = 4 a H_{fita}$, considerando uma seção quadrada de aresta H_{fita} para a camada ou filme de borracha de silicone ($H_{fita} = 0,3$ mm).

C.1.5 Perdas térmicas por condução através do isolamento térmico

As perdas térmicas através do isolamento térmico foram avaliadas considerando condução unidimensional entre a temperatura média obtida na superfície externa do substrato (T_{sub}) e a temperatura medida por um termopar na superfície externa do isolamento térmico (T_{ext}). O isolante térmico utilizado foi de espuma de polipropileno com condutividade térmica (k_{iso}) igual a 0,04 W/m.K e espessura (H_{iso}) de 98 mm.

$$q_{iso} = k_{iso} A_{iso} \frac{(T_{sub} - T_{ext})}{H_{iso}} \quad (C.11)$$

Na Equação (C.11), a área de troca de calor (A_{iso}) foi aquela entre a superfície inferior do substrato e o isolamento térmico.

C.2 Substrato de alumínio

Para o substrato de alumínio, apenas a taxa de transferência de calor conjugada do aquecedor ativo (q_{cj}) foi avaliada, subtraindo três perdas térmicas da potência elétrica dissipada (q_h) no aquecedor, conforme a Equação (C.12). Elas foram as perdas térmicas por radiação do aquecedor e do substrato de alumínio (q_{rad}), as perdas pelos fios dos termopares e de potência (q_{fios}) e as perdas por condução através do isolamento térmico (q_{iso}).

$$q_{cj} = q_h - (q_{rad} + q_{fios} + q_{iso}) \quad (C.12)$$

onde $q_p = (q_{rad} + q_{fios} + q_{iso})$.

As perdas térmicas por condução através dos fios (q_{fios}) que saem do aquecedor e as perdas através do isolamento térmico (q_{iso}) foram avaliadas da mesma forma que no caso com o substrato de acrílico. Porém, nesse caso a área da seção transversal do fio de cobre (A_{cu}) agora é baseada no diâmetro de 0,156 mm.

C.2.1 Perdas térmicas por radiação

As perdas térmicas por radiação neste caso foram obtidas pela soma das perdas através da superfície do substrato de alumínio (q_{rad_sub}) e da superfície dos aquecedores (q_{rad_h}) expostas ao escoamento, como indicado na Equação (C.13).

$$q_{rad} = q_{rad_sub} + q_{rad_h} \quad (C.13)$$

As duas parcelas foram estimadas utilizando as hipóteses de superfícies cinzentas com emissões difusas, onde o meio envolvente comporta-se como corpo negro à temperatura ambiente

(T_e). Como forma de minimizar essas perdas, todas as superfícies de alumínio foram polidas, conforme descrito anteriormente no Capítulo 4.

A perda por radiação pela superfície do substrato de alumínio foi estimada pela Equação (C.14), onde a temperatura do substrato (T_{sub}) foi obtida através da média dos termopares fixados ao mesmo.

$$q_{rad_sub} = \varepsilon_{sub} \sigma A_{sub} (T_{sub}^4 - T_e^4) \quad (C.14)$$

A área efetiva de troca de calor por radiação (A_{sub}) foi considerada como a área total do substrato de alumínio, subtraídas as áreas ocupadas pelos aquecedores. A sua emissividade total hemisférica (ε_{sub}) foi considerada 0,2 devido ao polimento efetuado.

As perdas por radiação das faces expostas de cada aquecedor foram estimadas conforme já descrito anteriormente, de acordo Equação (C.6).

APÊNDICE D – Incertezas dos Resultados Experimentais

A seguir serão apresentadas as tabelas referentes aos valores das incertezas dos resultados experimentais de cada teste realizado, apresentando separadamente os resultados obtidos para dois aquecedores e para quatro aquecedores, com seus respectivos substratos (acrílico ou alumínio).

As Tabelas D.4 e D.12 apresentam respectivamente incertezas médias relativas de 182,81% e 57,18%. Esse fato ocorre devido à dificuldade em medir os baixos valores de temperatura de influência do aquecedor ativo sobre o aquecedor passivo, que estavam abaixo da resolução do medidor de temperatura utilizado nos testes experimentais.

D.1 Montagem com dois aquecedores

D.1.1 Substrato de acrílico

Tabela D.1 – Incerteza do número de Reynolds do escoamento.

Teste	Re	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1	1964,68	116,30	5,92
2	1979,22	116,07	5,86
3	2234,08	130,69	5,85
4	2254,26	131,49	5,83
5	2550,50	148,32	5,82
6	2908,54	168,90	5,81
7	2918,10	169,39	5,80
8	3288,63	190,45	5,79
9	3658,47	211,52	5,78
10	3760,15	218,33	5,81
11	4300,12	248,23	5,77
12	4313,76	249,69	5,79
13	4925,38	285,13	5,79
14	5623,81	325,95	5,80
15	5653,64	325,21	5,75
16	6373,00	369,01	5,79
17	6460,02	374,39	5,80
Incerteza Média		222,30	5,81

Tabela D.2 - Incerteza do número de Nusselt adiabático médio – aquecedor (1).

Teste	$\overline{Nu}_{ad,1}$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1	53,00	1,83	3,45
2	52,57	1,56	2,97
3	57,42	1,92	3,34
4	56,05	2,11	3,76
5	62,59	2,14	3,42
6	66,45	1,86	2,80
7	69,24	2,36	3,41
8	74,38	2,64	3,55
9	74,86	2,15	2,87
10	79,44	2,77	3,49
11	85,51	2,28	2,67
12	86,88	2,94	3,38
13	93,94	2,99	3,18
14	101,24	3,21	3,17
15	100,79	3,39	3,36
16	107,44	2,79	2,60
17	108,82	3,42	3,14
Incerteza Média		2,49	3,21

Tabela D.3 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{11}^+ = g_{22}^+$).

Teste	$g_{11}^+ = g_{22}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1	25,07	1,59	6,34
2	25,34	1,53	6,04
3	26,56	1,66	6,25
4	27,16	1,73	6,37
5	28,07	1,76	6,27
6	30,08	1,79	5,95
7	29,32	1,84	6,28
8	31,20	1,98	6,35
9	33,26	1,97	5,92
10	33,41	2,12	6,35
11	35,00	2,06	5,89
12	35,08	2,20	6,27
13	37,03	2,28	6,16
14	39,45	2,44	6,19
15	39,42	2,44	6,19
16	41,87	2,47	5,90
17	42,07	2,59	6,16
Incerteza Média		2,03	6,17

Tabela D.4 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{21}^+ = g_{12}^+$).

Teste	$g_{21}^+ = g_{12}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1	0,39	0,55	141,03
2	0,36	0,34	94,44
3	0,40	0,57	142,50
4	0,48	0,67	139,58
5	0,23	0,65	282,61
6	0,59	0,42	71,19
7	0,25	0,70	280,00
8	0,29	0,82	282,76
9	0,64	0,45	70,31
10	0,61	0,86	140,98
11	0,33	0,47	142,42
12	0,31	0,87	280,65
13	0,29	0,82	282,76
14	0,31	0,89	287,10
15	0,34	0,95	279,41
16	0,60	0,57	95,00
17	0,99	0,94	94,95
Incerteza Média		0,68	182,81

D.1.2 Substrato de alumínio

Tabela D.5 - Incerteza do número de Reynolds do escoamento.

Teste	Re	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1	2054,63	120,60	5,87
2	2068,13	121,03	5,85
3	2341,61	136,47	5,83
4	2666,79	154,77	5,80
5	3042,04	176,33	5,80
6	3078,43	177,74	5,77
7	3444,13	199,44	5,79
8	3931,19	226,55	5,76
9	4508,62	259,92	5,76
10	4532,57	261,77	5,78
11	5151,77	296,14	5,75
12	5870,08	337,82	5,75
13	6638,12	382,84	5,77
14	6668,75	384,94	5,77
Incerteza Média		231,17	5,79

Tabela D.6 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{11}^+ = g_{22}^+$).

Teste	$g_{11}^+ = g_{22}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1	5,39	0,35	6,49
2	5,34	0,34	6,37
3	5,81	0,36	6,20
4	6,20	0,39	6,29
5	6,62	0,40	6,04
6	6,54	0,39	5,96
7	7,02	0,44	6,27
8	7,49	0,45	6,01
9	7,93	0,49	6,18
10	7,89	0,46	5,83
11	8,60	0,51	5,93
12	9,13	0,56	6,13
13	9,59	0,58	5,92
14	9,54	0,58	6,08
Incerteza Média		0,45	6,12

Tabela D.7 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{21}^+ = g_{12}^+$).

Teste	$g_{21}^+ = g_{12}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1	3,88	0,26	6,70
2	3,88	0,26	6,70
3	4,13	0,26	6,30
4	4,31	0,29	6,73
5	4,48	0,28	6,25
6	4,46	0,27	6,05
7	4,65	0,31	6,67
8	4,81	0,29	6,03
9	4,95	0,33	6,67
10	4,92	0,30	6,10
11	5,22	0,32	6,13
12	5,37	0,37	6,89
13	5,56	0,34	6,12
14	5,44	0,37	6,80
Incerteza Média		0,30	6,44

D.2 Montagem com quatro aquecedores

D.2.1 Substrato de acrílico

Tabela D.8 - Incerteza do número de Reynolds do escoamento.

Teste	Re	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.1*	2112,97	122,72	5,81
2 - Aq.1	2436,28	141,01	5,79
3 - Aq.1	2726,91	156,35	5,73
4 - Aq.1	3105,03	177,86	5,73
5 - Aq.1	3518,74	201,53	5,73
6 - Aq.1	4004,58	229,26	5,72
7 - Aq.1	4550,03	260,70	5,73
8 - Aq.1	5203,85	298,07	5,73
9 - Aq.1	5953,20	340,20	5,71
10 - Aq.1	6725,92	385,18	5,73
1 - Aq.3**	2088,13	121,42	5,81
2 - Aq.3	2381,93	138,01	5,79
3 - Aq.3	2701,68	155,64	5,76
4 - Aq.3	3094,37	177,94	5,75
5 - Aq.3	3523,49	202,33	5,74
6 - Aq.3	4006,95	229,99	5,74
7 - Aq.3	4559,49	262,04	5,75
8 - Aq.3	5192,47	298,20	5,74
9 - Aq.3	5903,18	338,38	5,73
10 - Aq.3	6712,19	384,05	5,72
Incerteza Média		231,04	5,75

* Apenas o aquecedor 1 ativo.

**Apenas o aquecedor 3 ativo.

Tabela D.9 - Incerteza do número de Nusselt adiabático médio – aquecedor (1) e (3).

Teste	$\overline{Nu}_{ad}$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.1*	50,96	1,62	3,18
2 - Aq.1	54,41	1,56	2,87
3 - Aq.1	61,01	1,87	3,07
4 - Aq.1	64,61	1,77	2,74
5 - Aq.1	72,67	2,24	3,08
6 - Aq.1	76,69	2,02	2,63
7 - Aq.1	84,28	2,46	2,92
8 - Aq.1	90,49	2,31	2,55
9 - Aq.1	99,85	2,88	2,88
10 - Aq.1	106,48	2,65	2,49
1 - Aq.3**	62,04	1,87	3,01
2 - Aq.3	66,47	1,77	2,66
3 - Aq.3	71,75	2,15	3,00
4 - Aq.3	77,71	2,02	2,60
5 - Aq.3	84,52	2,55	3,02
6 - Aq.3	91,29	2,32	2,54
7 - Aq.3	98,57	2,88	2,92
8 - Aq.3	107,44	2,67	2,49
9 - Aq.3	116,54	3,33	2,86
10 - Aq.3	126,30	3,07	2,43
Incerteza Média		2,30	2,80

* Apenas o aquecedor 1 ativo.

**Apenas o aquecedor 3 ativo.

Tabela D.10 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{11}^+ = g_{22}^+$).

Teste	$g_{11}^+ = g_{22}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.1	27,15	1,65	6,08
2 - Aq.1	28,89	1,71	5,92
3 - Aq.1	29,79	1,79	6,01
4 - Aq.1	31,65	1,85	5,85
5 - Aq.1	32,78	1,97	6,01
6 - Aq.1	34,79	2,02	5,81
7 - Aq.1	36,78	2,19	5,95
8 - Aq.1	38,74	2,25	5,81
9 - Aq.1	40,94	2,44	5,96
10 - Aq.1	43,01	2,49	5,79
Incerteza Média		2,04	5,92

Tabela D.11 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{31}^+ = g_{42}^+$).

Teste	$g_{31}^+ = g_{42}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.1	3,00	0,49	16,33
2 - Aq.1	3,12	0,36	11,54
3 - Aq.1	2,92	0,54	18,49
4 - Aq.1	2,91	0,40	13,75
5 - Aq.1	2,61	0,65	24,90
6 - Aq.1	2,68	0,43	16,04
7 - Aq.1	2,30	0,66	28,70
8 - Aq.1	2,49	0,46	18,47
9 - Aq.1	2,62	0,76	29,01
10 - Aq.1	2,39	0,50	20,92
Incerteza Média		0,53	19,82

Tabela D.12 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{13}^+ = g_{24}^+$).

Teste	$g_{13}^+ = g_{24}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.3	0,72	0,41	56,94
2 - Aq.3	0,88	0,28	31,82
3 - Aq.3	0,87	0,50	57,47
4 - Aq.3	0,80	0,33	41,25
5 - Aq.3	0,82	0,59	71,95
6 - Aq.3	0,82	0,37	45,12
7 - Aq.3	0,89	0,63	70,79
8 - Aq.3	0,61	0,40	65,57
9 - Aq.3	0,97	0,69	71,13
10 - Aq.3	0,72	0,43	59,72
Incerteza Média		0,46	57,18

Tabela D.13 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{33}^+ = g_{44}^+$).

Teste	$g_{33}^+ = g_{44}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.3	23,31	1,41	6,05
2 - Aq.3	24,92	1,47	5,90
3 - Aq.3	26,48	1,60	6,04
4 - Aq.3	27,90	1,63	5,84
5 - Aq.3	29,49	1,78	6,04
6 - Aq.3	31,05	1,81	5,83
7 - Aq.3	33,03	1,99	6,02
8 - Aq.3	34,47	2,00	5,80
9 - Aq.3	36,46	2,18	5,98
10 - Aq.3	38,24	2,21	5,78
Incerteza Média		1,81	5,93

D.2.2 Substrato de alumínio

Tabela D.14 - Incerteza do número de Reynolds do escoamento.

Teste	Re	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.1*	2055,23	121,08	5,89
2 - Aq.1	2365,71	137,14	5,80
3 - Aq.1	2698,78	156,03	5,78
4 - Aq.1	3051,03	176,27	5,78
5 - Aq.1	3512,01	202,48	5,77
6 - Aq.1	4027,98	230,91	5,73
7 - Aq.1	4549,32	262,27	5,77
8 - Aq.1	5110,43	293,25	5,74
9 - Aq.1	5955,61	341,39	5,73
10 - Aq.1	6744,19	388,09	5,75
1 - Aq.3**	2066,07	120,84	5,85
2 - Aq.3	2375,32	138,36	5,82
3 - Aq.3	2705,66	156,23	5,77
4 - Aq.3	3065,02	177,69	5,80
5 - Aq.3	3538,93	203,06	5,74
6 - Aq.3	4033,05	230,40	5,71
7 - Aq.3	4546,73	262,58	5,78
8 - Aq.3	5190,30	298,34	5,75
9 - Aq.3	5941,62	342,24	5,76
10 - Aq.3	6749,52	387,89	5,75
Incerteza Média		231,33	5,77

* Apenas o aquecedor 1 ativo.

**Apenas o aquecedor 3 ativo.

Tabela D.15 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{11}^+ = g_{22}^+$).

Teste	$g_{11}^+ = g_{22}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.1	5,12	0,32	6,25
2 - Aq.1	5,48	0,33	6,02
3 - Aq.1	5,84	0,36	6,16
4 - Aq.1	6,26	0,37	5,91
5 - Aq.1	6,65	0,40	6,02
6 - Aq.1	7,22	0,42	5,82
7 - Aq.1	7,55	0,45	5,96
8 - Aq.1	8,14	0,47	5,77
9 - Aq.1	8,77	0,52	5,93
10 - Aq.1	9,41	0,55	5,84
Incerteza Média		0,42	5,97

Tabela D.16 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{21}^+ = g_{12}^+$).

Teste	$g_{21}^+ = g_{12}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.1	3,66	0,24	6,56
2 - Aq.1	3,87	0,24	6,20
3 - Aq.1	4,05	0,26	6,42
4 - Aq.1	4,23	0,26	6,15
5 - Aq.1	4,38	0,28	6,39
6 - Aq.1	4,63	0,28	6,05
7 - Aq.1	4,67	0,30	6,42
8 - Aq.1	4,94	0,30	6,07
9 - Aq.1	5,12	0,32	6,25
10 - Aq.1	5,29	0,32	6,05
Incerteza Média		0,28	6,26

Tabela D.17 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{31}^+ = g_{42}^+$).

Teste	$g_{31}^+ = g_{42}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.1	3,50	0,23	6,57
2 - Aq.1	3,66	0,22	6,01
3 - Aq.1	3,82	0,25	6,54
4 - Aq.1	4,00	0,24	6,00
5 - Aq.1	4,12	0,26	6,31
6 - Aq.1	4,35	0,26	5,98
7 - Aq.1	4,37	0,28	6,41
8 - Aq.1	4,61	0,28	6,07
9 - Aq.1	4,75	0,31	6,53
10 - Aq.1	4,89	0,30	6,13
Incerteza Média		0,26	6,26

Tabela D.18 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{41}^+ = g_{32}^+$).

Teste	$g_{41}^+ = g_{32}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.1	3,24	0,21	6,48
2 - Aq.1	3,35	0,21	6,27
3 - Aq.1	3,46	0,23	6,65
4 - Aq.1	3,62	0,22	6,08
5 - Aq.1	3,68	0,24	6,52
6 - Aq.1	3,85	0,23	5,97
7 - Aq.1	3,84	0,25	6,51
8 - Aq.1	4,01	0,25	6,23
9 - Aq.1	4,11	0,27	6,57
10 - Aq.1	4,14	0,26	6,28
Incerteza Média		0,24	6,36

Tabela D.19 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{13}^+ = g_{24}^+$).

Teste	$g_{13}^+ = g_{24}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.3	3,11	0,21	6,75
2 - Aq.3	3,33	0,20	6,01
3 - Aq.3	3,46	0,22	6,36
4 - Aq.3	3,57	0,22	6,16
5 - Aq.3	3,77	0,24	6,37
6 - Aq.3	3,93	0,24	6,11
7 - Aq.3	3,95	0,27	6,84
8 - Aq.3	4,12	0,25	6,07
9 - Aq.3	4,15	0,29	6,99
10 - Aq.3	4,28	0,27	6,31
Incerteza Média		0,24	6,40

Tabela D.20 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{23}^+ = g_{14}^+$).

Teste	$g_{23}^+ = g_{14}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.3	2,79	0,19	6,81
2 - Aq.3	2,97	0,18	6,06
3 - Aq.3	3,07	0,20	6,51
4 - Aq.3	3,12	0,19	6,09
5 - Aq.3	3,27	0,22	6,73
6 - Aq.3	3,35	0,21	6,27
7 - Aq.3	3,34	0,24	7,19
8 - Aq.3	3,46	0,22	6,36
9 - Aq.3	3,42	0,25	7,31
10 - Aq.3	3,47	0,23	6,63
Incerteza Média		0,21	6,60

Tabela D.21 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{33}^+ = g_{44}^+$).

Teste	$g_{33}^+ = g_{44}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.3	5,16	0,32	6,20
2 - Aq.3	5,65	0,34	6,02
3 - Aq.3	6,07	0,37	6,10
4 - Aq.3	6,50	0,38	5,85
5 - Aq.3	7,07	0,42	5,94
6 - Aq.3	7,68	0,45	5,86
7 - Aq.3	8,10	0,49	6,05
8 - Aq.3	8,85	0,51	5,76
9 - Aq.3	9,43	0,56	5,94
10 - Aq.3	10,23	0,59	5,77
Incerteza Média		0,44	5,95

Tabela D.22 - Incerteza do coeficiente de influência ($g_{43}^+ = g_{34}^+$).

Teste	$g_{43}^+ = g_{34}^+$	Incert. Absol.	Incert. Rel. (%)
1 - Aq.3	3,08	0,20	6,49
2 - Aq.3	3,32	0,20	6,02
3 - Aq.3	3,46	0,22	6,36
4 - Aq.3	3,56	0,22	6,18
5 - Aq.3	3,75	0,24	6,40
6 - Aq.3	3,92	0,24	6,12
7 - Aq.3	3,91	0,27	6,91
8 - Aq.3	4,14	0,26	6,28
9 - Aq.3	4,17	0,29	6,95
10 - Aq.3	4,31	0,27	6,26
Incerteza Média		0,24	6,40