



**BRUNA RAFAELLA LOIOLA**

# **Resfriamento Conjugado de Aquecedores Protuberantes em um Duto Retangular**

104/2013

**CAMPINAS  
2013**



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

**BRUNA RAFAELLA LOIOLA**

# **Resfriamento Conjugado de Aquecedores Protuberantes em um Duto Retangular**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELA ALUNA BRUNA RAFAELLA LOIOLA, E ORIENTADA PELO PROF. DR. CARLOS ALBERTO CARRASCO ALTEMANI.

ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS  
2013**

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

L834r      Loiola, Bruna Rafaella, 1987-  
Resfriamento conjugado de aquecedores protuberantes em um duto retangular  
/ Bruna Rafaella Loiola. – Campinas, SP : [s.n.], 2013.

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

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

Informações para Biblioteca Digital

**Titulo em outro idioma:** Conjugate cooling of protruding heaters in a rectangular duct

**Palavras-chave em inglês:**

Heat - Transfer

Heat - conduction

Forced convection

**Área de concentração:** Térmica e Flúidos

**Titulação:** Mestra em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Carlos Alberto Carrasco Altemani [Orientador]

Marcelo Moreira Ganzarolli

Jurandir Itizo Yanagihara

**Data de defesa:** 05-12-2013

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

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

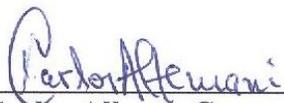
**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

**Resfriamento Conjugado de Aquecedores  
Protuberantes em um Duto Retangular**

Autor: Bruna Rafaella Loiola

Orientador: Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani

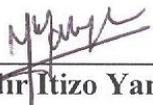
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



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



\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli  
UNICAMP



\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara  
USP

Campinas, 05 de dezembro de 2013.

Dedico este trabalho à minha mãe *Emília* e à minha irmã *Camila*, pelo apoio, incentivo e conselhos em todos os momentos da minha vida.

## Agradecimentos

Ao Prof. Dr. *Carlos Alberto Carrasco Altemani* pela orientação, dedicação e ensinamentos durante todo o desenvolvimento desse trabalho, fatores essenciais para atingir as metas propostas. Obrigada pelos bons conselhos, amizade e confiança.

Aos Profs. Drs. da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP *Marcelo Moreira Ganzarolli*, *Waldir Luiz Ribeiro Gallo* e *Luiz Fernando Milanez* pelos ensinamentos e conselhos.

Aos Profs. Drs. *Jurandir Itizo Yanagihara* e *Marcelo Moreira Ganzarolli* por terem aceitado participar da banca de defesa da presente dissertação, e aos profs. Drs *José Roberto Simões Moreira* e *Luiz Fernando Milanez* por aceitarem serem os respectivos suplentes.

Ao Doutorando *Ismael de Marchi Neto* e ao Mestrando *Bruno Resende Rodrigues* pela colaboração nas montagens e nos experimentos deste trabalho.

Aos técnicos da oficina do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia Mecânica, *Alcimar* e *Adriano*, que deram o suporte necessário para a elaboração das montagens.

À minha mãe *Emília Maria Neta* pelo amor, companheirismo, suporte em todos os momentos, além de ser um exemplo de força e coragem que sempre tive como inspiração.

À minha irmã *Camila Daniella Loiola* pelo amor, carinho e amizade.

Ao meu noivo *Ezequiel Costa Malateaux da Silva* pelo amor, incentivo e companheirismo.

À minha família e aos meus amigos pelo apoio e alegrias vividas.

A *Deus*, por todas as conquistas.

A todos vocês, muito obrigada!

*“A mente que se abre a uma nova ideia  
jamais voltará ao seu tamanho original.”*

*Albert Einstein*

## Resumo

A transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução de dois aquecedores protuberantes montados na parede inferior (substrato) de um duto retangular foi investigada através de medidas experimentais em laboratório. Potência elétrica era dissipada em resistências embutidas nos aquecedores feitos de alumínio, que eram resfriados em regime permanente por um escoamento forçado de ar no duto. Cada aquecedor transferia calor por convecção diretamente das suas superfícies em contato com o escoamento e por condução para a placa do substrato através da interface comum. Esta condução de calor espalhava na placa do substrato e era transferida por convecção da placa para o escoamento de ar no duto. O resfriamento conjugado dos aquecedores na placa de substrato foi descrito por uma matriz de coeficientes conjugados obtidos por meio de testes experimentais realizados com um aquecedor ativo por vez, em uma faixa do número de Reynolds do escoamento entre 1600 e 6400. Foram utilizadas duas montagens experimentais praticamente idênticas, uma com a placa do substrato de acrílico e a outra, de alumínio. O número de Nusselt adiabático, que é um descritor invariante do processo convectivo de troca de calor, também foi avaliado nos testes com o substrato de acrílico. Os coeficientes conjugados obtidos nestes testes foram então utilizados para prever as temperaturas dos aquecedores em testes adicionais com os dois simultaneamente ativos, sob condições variadas de escoamento e aquecimento. A concordância dessas temperaturas indicou que esses coeficientes são descritores invariantes do resfriamento conjugado dos aquecedores discretos no duto. Simulações numéricas do escoamento e da transferência de calor no duto considerado foram efetuadas com o pacote computacional PHOENICS em um domínio tridimensional semelhante ao duto experimental. Os resultados numéricos obtidos foram comparados com as medidas experimentais.

*Palavras Chave:* Resfriamento conjugado, número de Nusselt adiabático, coeficientes conjugados, investigação experimental, simulação numérica.

## Abstract

Conjugate heat transfer by forced convection-conduction of two protruding heaters mounted on the lower wall (substrate) of a rectangular duct was investigated through experiments in laboratory. Electric power dissipation in the Aluminum heaters' embedded resistances was transferred under steady state conditions to forced airflow in the duct. Heat losses from each heater included direct convection from its surfaces in contact with the airflow and conduction to the substrate plate through their common interface. This heat conduction was spread in the substrate plate and eventually transferred by convection from the plate to the airflow in the duct. The heaters' conjugate cooling was described by a conjugate matrix with coefficients obtained from experimental tests with a single active heater at a time, in the range of the airflow Reynolds number from 1,600 to 6,400. Two almost identical assemblies were used, one with a Plexiglas plate and the other with Aluminum. The adiabatic Nusselt number, an invariant descriptor of the convective heat transfer, was also evaluated in the tests with the Plexiglas plate. The conjugate coefficients were used to predict the heaters' temperatures from additional tests with both active heaters, for arbitrary airflow rates and heaters' power dissipation. An agreement of these temperatures indicated that the conjugate coefficients are invariant descriptors of their conjugate cooling. Numerical CFD simulations were performed using the PHOENICS software in a three dimensional domain similar to the experimental assembly. The numerical results were compared to those of the experiments.

*Keywords:* Conjugate cooling, adiabatic Nusselt number, conjugate coefficients, experimental investigation, numerical simulation.

## Lista de Ilustrações

<b>Figura 1.1.</b> Esquema do mecanismo conjugado de transferência de calor. ....	1
<b>Figura 2.1.</b> Um aquecedor ativo no canal (MOFFAT, 1998). ....	6
<b>Figura 2.2.</b> Múltiplos aquecedores ativos no canal (MOFFAT, 1998). ....	7
<b>Figura 2.3.</b> Distribuição de $h_{ad}$ e $h_m$ para potência uniforme (MOFFAT, 1998). ....	8
<b>Figura 2.4.</b> Distribuição de $h_{ad}$ e $h_m$ para potência variável (MOFFAT, 1998). ....	8
<b>Figura 3.1.</b> Circuito do escoamento de ar da montagem experimental. ....	22
<b>Figura 3.2.</b> Placa frontal de acrílico na entrada do duto. ....	22
<b>Figura 3.3.</b> Montagem da placa de alumínio no duto com paredes de acrílico. ....	23
<b>Figura 3.4.</b> Aquecedor em alumínio constituído por 2 peças: ....	24
<b>Figura 3.5.</b> Ranhuras na base do aquecedor. ....	24
<b>Figura 3.6.</b> Posição dos aquecedores na parede inferior do duto retangular. ....	25
<b>Figura 3.7.</b> Aquecedores montados sobre cavidades no substrato de acrílico. ....	26
<b>Figura 3.8.</b> Duto de acrílico com a placa inferior de alumínio. ....	27
<b>Figura 4.1.</b> Configuração do duto com os aquecedores. ....	36
<b>Figura 4.2.</b> Distribuição unidimensional dos pontos nodais (PHOENICS). ....	41
<b>Figura 4.3.</b> Número de Nusselt adiabático $Nu_{ad}$ x Malha. ....	41
<b>Figura 4.4.</b> Coeficiente conjugado $g_{11}^+$ x Malha. ....	42
<b>Figura 4.5.</b> Malha escolhida – vista lateral. ....	42
<b>Figura 4.6.</b> Malha escolhida – vista de topo. ....	43
<b>Figura 4.7.</b> Fronteira entre o aquecedor e o escoamento de ar. ....	45
<b>Figura 4.8.</b> Canal com placa inferior com fluxo de calor uniforme. ....	46
<b>Figura 4.9.</b> Número de Nusselt local analítico e experimental. ....	47
<b>Figura 5.1.</b> Número de Nusselt – aquecedor 1 ativo. ....	51
<b>Figura 5.2.</b> Coeficiente conjugado $g_{11}^+$ – substrato de acrílico. ....	53
<b>Figura 5.3.</b> Coeficiente conjugado $g_{21}^+$ – substrato de acrílico. ....	55
<b>Figura 5.4.</b> Número de Nusselt – aquecedor 2 ativo. ....	57

<b>Figura 5.5.</b> Coeficiente conjugado $g_{22}^+$ – substrato de acrílico. ....	59
<b>Figura 5.6.</b> Coeficiente conjugado $g_{11}^+$ – substrato de alumínio. ....	62
<b>Figura 5.7.</b> Coeficiente conjugado $g_{21}^+$ – substrato de alumínio. ....	63
<b>Figura 5.8.</b> Coeficiente conjugado $g_{12}^+$ – substrato de alumínio. ....	65
<b>Figura 5.9.</b> Coeficiente conjugado $g_{22}^+$ – substrato de alumínio. ....	66
<b>Figura 5.10.</b> Mapa de isotermas para o aquecedor 1 ativo. ....	70
<b>Figura 5.11.</b> Mapa de isotermas para o aquecedor 2 ativo. ....	71
<b>Figura A.1.</b> Esquema do circuito elétrico de cada aquecedor. ....	82
<b>Figura B.1.</b> Montagem para obter o coeficiente de vazão do bocal interno. ....	83
<b>Figura B.2.</b> Coeficiente de vazão do bocal interno. ....	87
<b>Figura C.1.</b> Geometria espelhada no plano da face inferior do substrato. ....	88
<b>Figura C.2.</b> Esquema da superfície estendida anular. ....	89
<b>Figura C.3.</b> Esquema do duto retangular na planilha EES. ....	91
<b>Figura C.4.</b> Comprimento equivalente do duto para o aquecedor 1. ....	92
<b>Figura C.5.</b> Comprimento equivalente do duto para o aquecedor 2. ....	92
<b>Figura C.6.</b> Área efetiva de troca de calor para o aquecedor 1. ....	93

## Lista de Tabelas

<b>Tabela 3.1.</b> Parâmetros de entrada para análise de incertezas.....	32
<b>Tabela 4.1.</b> Malhas estudadas.....	40
<b>Tabela 5.1.</b> Medidas obtidas com o aquecedor 1 ativo – substrato de acrílico.....	49
<b>Tabela 5.2.</b> Perdas térmicas do aquecedor 1 ativo.....	50
<b>Tabela 5.3.</b> Coeficientes conjugados $g_{11}^+$ e $g_{21}^+$ – substrato de acrílico.....	53
<b>Tabela 5.4.</b> Medidas obtidas com o aquecedor 2 ativo – substrato de acrílico.....	55
<b>Tabela 5.5.</b> Perdas térmicas do aquecedor 2 ativo.....	56
<b>Tabela 5.6.</b> Coeficiente conjugado $g_{22}^+$ – substrato de acrílico.....	58
<b>Tabela 5.7.</b> Comparação entre os resultados – substrato de acrílico.....	59
<b>Tabela 5.8.</b> Medidas obtidas com o aquecedor 1 ativo– substrato de alumínio.....	60
<b>Tabela 5.9.</b> Coeficientes conjugados $g_{11}^+$ e $g_{21}^+$ – substrato de alumínio.....	61
<b>Tabela 5.10.</b> Medidas efetuadas para o aquecedor 2 ativo – substrato de alumínio.....	64
<b>Tabela 5.11.</b> Coeficientes conjugados $g_{12}^+$ e $g_{22}^+$ – substrato de alumínio.....	65
<b>Tabela 5.12.</b> Comparação entre os resultados – substrato de alumínio.....	67
<b>Tabela 5.13.</b> Comparação entre os coeficientes conjugados para os diferentes substratos.....	68
<b>Tabela A.1.</b> Medidas efetuadas para a calibração do Shunt 1.....	82
<b>Tabela A.2.</b> Medidas efetuadas para a calibração do Shunt 2.....	82
<b>Tabela B.1.</b> Medidas efetuadas para a calibração do bocal.....	84
<b>Tabela B.2.</b> Diferenças de pressão em Pascal.....	85
<b>Tabela B.3.</b> Vazão mássica de ar através dos bocais.....	86
<b>Tabela B.4.</b> Número de Reynolds e coeficiente de vazão do bocal interno.....	87
<b>Tabela C.1.</b> Planilha EES para as perdas por condução.....	94

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### *Letras latinas*

a	aresta do aquecedor	[m]
A	área	[m <sup>2</sup> ]
b	constante da correlação de Sutherland (Equação B.8)	[kg/(m.s.K <sup>1/2</sup> )]
c <sub>p</sub>	calor específico à pressão constante	[J/kg.K]
C	constante da Equação 5.1	
d	diâmetro	[m]
dr	densidade relativa	
d <sub>VC</sub>	distância do ponto nodal de cada volume de controle até uma fronteira	[m]
e	altura da cavidade no substrato de acrílico	[m]
g	aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
g*	função de superposição	
g <sup>+</sup> <sub>ij</sub>	coeficientes conjugados	
G	função de Green discreta	[W/K]
G <sup>+</sup>	matriz dos coeficientes conjugados	
G <sup>-</sup>	inversa da função de Green discreta	[K/W]
h	coeficiente convectivo de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> .K]
h <sub>a1</sub>	altura da coluna de água do manômetro em U	[m]
h <sub>12</sub>	altura da coluna de álcool do manômetro inclinado	[m]
H	altura do duto	[m]
H <sub>aq</sub>	altura dos aquecedores	[m]
H <sub>is</sub>	altura da camada de isolante	[m]
k	condutividade térmica	[W/m.K]
k <sub>f</sub>	condutividade térmica do fluido	[W/m.K]

$k_s$	condutividade térmica do sólido	[W/m.K]
$K$	coeficiente de vazão	
$K_{sh}$	constante de Shunt	[A/V]
$I$	corrente elétrica	[A]
$l$	distância da entrada do duto até o centro do aquecedor	[m]
$L$	comprimento do duto	[m]
$L_r$	comprimento do domínio	[m]
$\dot{m}$	vazão mássica	[kg/s]
$n$	expoente da Equação 5.1	
$Nu$	número de Nusselt	
$Nu_z$	número de Nusselt local na direção $z$	
$N_x$	número de pontos nodais na direção $x$	
$N_y$	número de pontos nodais na direção $y$	
$N_z$	número de pontos nodais na direção $z$	
$p_w$	perímetro molhado	[m]
$P$	pressão	[Pa]
$P_1$	pressão da câmara 1	[Pa]
$P_2$	pressão da câmara 2	[Pa]
$PL$	fator de potência	
$PN_i$	Ponto nodal na posição $i$	
$PN_n$	Ponto nodal na posição $n$	
$Pr$	número de Prandtl	
$Pr_t$	número de Prandtl turbulento	
$q$	taxa de transferência de calor	[W]
$q''$	fluxo de calor	[W/m <sup>2</sup> ]
$r$	raio	[m]
$R$	resistência elétrica	[ $\Omega$ ]

$R_{ar}$	constante do ar	[J/kg.K]
$Re$	número de Reynolds	
$S$	constante da correlação de Sutherland (Equação B.8)	[K]
$t$	espessura	[m]
$T$	temperatura	[K]
$\bar{u}$	componente paralela à parede da velocidade média local do escoamento	[m/s]
$u^+$	velocidade adimensional paralela à parede	
$u'_{max}$	máxima flutuação possível da velocidade próxima à parede	[m/s]
$V$	componente de velocidade	[m/s]
$V_{sh}$	tensão elétrica através do Shunt	[V]
$w_m$	velocidade média do escoamento de ar	[m/s]
$W$	largura do duto	[m]
$x$	coordenada cartesiana	
$y$	coordenada cartesiana	
$y^+$	distância adimensional da parede	
$z$	coordenada cartesiana	

***Letras gregas***

$\alpha$	difusividade térmica do ar	[m <sup>2</sup> /s]
$\Delta\xi$	variação do parâmetro $\xi$	
$\varepsilon$	emissividade	
$\varepsilon^+$	viscosidade efetiva adimensional	
$\varepsilon_H$	difusividade térmica turbulenta	[m <sup>2</sup> /s]
$\varepsilon_M$	difusividade turbulenta	[m <sup>2</sup> /s]
$\eta$	eficiência da aleta	
$\theta$	ângulo usado para o cálculo da área aletada	

$\mu$	viscosidade dinâmica	[N.s/m <sup>2</sup> ]
$\nu$	viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	constante de Stefan Boltzmann	[W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> ]
$\tau_w$	tensão de cisalhamento junto à parede	[N/m <sup>2</sup> ]

### ***Subscritos***

a	aleta
ac	acrílico
ad	adiabático
ag	água
al	alumínio
alu	alumel
ar	ar
aq	aquecedor
at	atmosférica
b	bocal
cav	cavidade
cd	condução
cj	conjugado
cr	cromel
cu	cobre
cv	convecção
D	diâmetro hidráulico
ex	externo
eq	equivalente

f	fios
fp	fios de potência
ft	fios de termopar
in	interno
is	isolante
m	média de mistura
p	paralelo
pc	perdas térmicas conjugada
pt	perdas térmicas totais
ra	radiação térmica através das superfícies expostas dos aquecedores
rd	radiação
rf	referência
rs	radiação térmica através da superfície exposta do substrato
s	superfície
sb	substrato
sc	segmento circular
T	transversal
0	entrada
1	aquecedor a montante
2	aquecedor a jusante

# SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	1
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	5
2.1	Coeficiente adiabático de transferência de calor .....	5
2.2	Resfriamento conjugado .....	13
2.3	Matriz dos coeficientes conjugados.....	16
2.4	Simulações Numéricas (PHOENICS) .....	19
3	MONTAGEM E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	21
3.1	Introdução .....	21
3.2	Descrição da montagem experimental.....	21
3.2.1	Duto retangular .....	23
3.2.2	Dissipadores térmicos .....	23
3.2.3	Substrato de acrílico.....	25
3.2.4	Substrato de alumínio .....	26
3.3	Instrumentação.....	27
3.4	Procedimento experimental .....	29
3.5	Avaliação das perdas térmicas.....	30
3.5.1	Transferência de calor por convecção.....	30
3.5.2	Transferência de calor conjugada .....	31
3.6	Análise de incertezas .....	31
4	SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	34
4.1	Introdução .....	34
4.2	Modelagem computacional.....	34

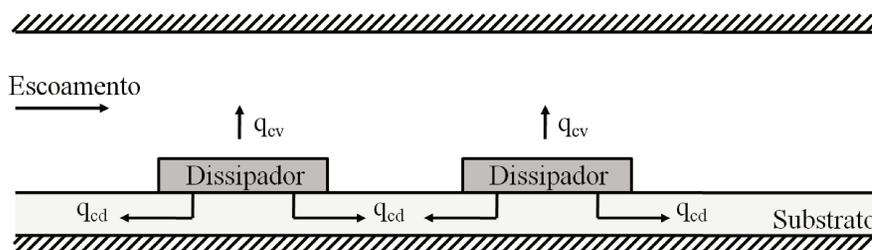
4.3	Descrição do modelo de turbulência utilizado.....	36
4.4	Definição da malha.....	39
4.5	Procedimento para obtenção dos resultados numéricos .....	43
4.6	Validação numérica .....	45
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	48
5.1	Introdução.....	48
5.2	Apresentação e análise dos resultados.....	49
5.2.1	Substrato de acrílico.....	49
5.2.2	Substrato de alumínio .....	60
5.2.3	Matriz de coeficientes conjugados para os resultados experimentais.....	68
5.2.4	Efeitos térmicos observados nos resultados numéricos .....	69
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	73
	APÊNDICE A – Potência dissipada no aquecedor ativo.....	81
	APÊNDICE B – Coeficiente de vazão do bocal.....	83
	APÊNDICE C – Avaliação das perdas térmicas - Transferência de calor convectiva ....	88
	C.1 Perdas térmicas por condução.....	88
	C.2 Perdas térmicas por radiação .....	95
	C.3 Perdas térmicas através dos fios conectores .....	95
	APÊNDICE D – Avaliação das perdas térmicas – Resfriamento conjugado.....	97
	D.1 Perdas térmicas por radiação .....	97
	D.2 Perdas térmicas por condução nos fios.....	98
	D.3 Perdas térmicas através do isolamento térmico.....	99
	APÊNDICE E – Programação no pacote computacional PHOENICS.....	100

# 1 INTRODUÇÃO

As inovações tecnológicas sempre buscam produtos de melhor qualidade e maior sofisticação. Na área da eletrônica, os produtos se tornaram menores, com maior capacidade de processamento e operação mais rápida. Por isso, o controle térmico dos equipamentos e componentes eletrônicos tornou-se de importância crescente uma vez que os fluxos de calor associados aumentaram (menor tamanho) e devido aos componentes geralmente operarem de forma confiável apenas em uma faixa limitada de temperaturas, usualmente especificada pelos seus fabricantes (KRAUS E BAR-COHEN, 1983). Fora dessa faixa de temperaturas a vida útil desses componentes pode ser bastante reduzida.

Em uma placa de circuitos, o controle térmico de componentes com fluxos de calor elevados pode ser obtido pelo uso de dissipadores térmicos instalados sobre os próprios componentes. Devido, entretanto, à tendência de compactação dos equipamentos eletrônicos, pode não haver espaço disponível acima das placas de circuito para a montagem de dissipadores. Dessa forma, uma alternativa possível consiste em utilizar as próprias placas de circuito como condutores térmicos para o calor gerado nos componentes (NAKAYAMA, 1997). Neste caso, o controle térmico desses componentes ocorre essencialmente por um mecanismo conjugado de transferência de calor.

Neste contexto, o presente trabalho visou estudar a transferência de calor conjugada, por convecção forçada para um escoamento de ar através das superfícies expostas de dissipadores térmicos montados em uma placa e por condução para a placa (substrato) através do contato térmico na interface comum, como indicado na Figura 1.1.



**Figura 1.1.** Esquema do mecanismo conjugado de transferência de calor.

Para essa finalidade, foi efetuada uma investigação experimental em laboratório, em duas montagens semelhantes contendo dois aquecedores protuberantes montados em duas placas de substrato distintas na parede inferior de um duto retangular. Uma placa de substrato foi feita de acrílico, com condutividade térmica relativamente baixa, próxima das placas de circuito. O material escolhido para a outra placa de substrato foi o alumínio, com condutividade térmica relativamente alta, com o propósito de intensificar a participação da condução na perda térmica conjugada dos aquecedores. Em ambas as montagens, inicialmente foram efetuados testes com um aquecedor ativo por vez, com o objetivo de determinar o número de Nusselt adiabático e os termos de uma matriz de coeficientes conjugados para cada substrato, que serão descritos no Capítulo 2. Estes testes foram efetuados em uma faixa do número de Reynolds do escoamento no duto entre 1600 e 6400. Após a determinação dos coeficientes conjugados, testes adicionais foram efetuados com os dois aquecedores ativos em cada teste, para comparar as temperaturas previstas pelas correlações dos coeficientes conjugados e as temperaturas medidas de cada aquecedor nestes testes. As incertezas para o número de Reynolds no duto, o número de Nusselt adiabático e os coeficientes conjugados de transferência de calor foram estimadas a partir da planilha computacional Engineering Equation Solver (EES). Para isso foi utilizado o método de Kline e McClintock (1953) que permite calcular as incertezas de resultados experimentais através da propagação de incertezas das medidas experimentais.

Para efeitos de comparação, foram efetuadas simulações numéricas da configuração investigada com o pacote computacional PHOENICS, para obter o número de Nusselt adiabático e os coeficientes conjugados. Um substrato adiabático foi considerado nas simulações para a obtenção do número de Nusselt adiabático. Para obter os coeficientes conjugados foram utilizados os mesmos materiais dos substratos dos testes experimentais, acrílico e alumínio, nas simulações. Todas as simulações numéricas foram efetuadas admitindo perfis uniformes de velocidade e temperatura na entrada do duto. Os aquecedores foram simulados como blocos protuberantes isotérmicos em contato térmico perfeito com o substrato. As equações de conservação foram resolvidas utilizando um modelo de turbulência de zero equações (LVEL) em um domínio tridimensional abrangendo o escoamento fluido no duto, os aquecedores e a placa do substrato.

Assim, o objetivo desse trabalho foi determinar experimentalmente correlações para o número de Nusselt adiabático e para os coeficientes conjugados de transferência de calor, em função do número de Reynolds do escoamento de ar em um duto retangular. Foram montados apenas dois aquecedores protuberantes na placa inferior do duto, embora o método utilizado possa ser aplicado a um número maior de aquecedores. As simulações numéricas efetuadas tiveram uma finalidade exploratória, visando comparar seus resultados, obtidos com um modelo simplificado, com aqueles efetivamente medidos.

Neste capítulo inicial foram apresentados o contexto e a importância do tema estudado, assim como uma visão global e o objetivo da pesquisa.

No Capítulo 2 será feita uma revisão da literatura mostrando a evolução dos estudos envolvendo problemas de resfriamento de componentes eletrônicos. Maior ênfase foi dada aos conceitos do coeficiente adiabático de transferência de calor e dos coeficientes conjugados.

No Capítulo 3 será apresentado o aparato experimental utilizado nas duas montagens, com os substratos de acrílico e de alumínio. Também será descrito o procedimento experimental para a coleta das medidas, sua redução para obtenção dos resultados desejados (número de Reynolds no duto, número de Nusselt adiabático e coeficientes conjugados) e o método para a avaliação das incertezas.

O Capítulo 4 apresentará a descrição das simulações numéricas efetuadas do escoamento e da troca de calor dos dois aquecedores protuberantes montados em três substratos distintos no pacote computacional PHOENICS. As idealizações relativas à geometria, ao escoamento e ao modelo de turbulência adotado, assim como o critério para escolha da malha computacional serão incluídos neste capítulo. Uma simulação inicial de um problema semelhante foi efetuada e seus resultados foram comparados com aqueles da literatura, para verificação do uso correto do pacote computacional.

No Capítulo 5 serão apresentados os resultados experimentais juntamente com as suas incertezas e os resultados numéricos para o número de Nusselt adiabático e para os coeficientes conjugados. As temperaturas de cada aquecedor medidas experimentalmente em testes com dois

aquecedores ativos serão comparadas com as temperaturas estimadas através das correlações obtidas para os coeficientes conjugados. Uma visão mais detalhada do escoamento e da distribuição de temperatura para as configurações analisadas será proporcionada pelos mapas de isotermas fornecidos pelo pacote computacional PHOENICS.

O Capítulo 6 apresentará as conclusões desta dissertação e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

A análise de problemas reais de controle térmico de componentes eletrônicos é complexa devido à própria geometria de componentes diversos montados em placas de circuito, com aquecimento discreto, aos escoamentos complexos, frequentemente com separações e com regimes distintos, às condições de contorno não uniformes e à transferência de calor simultânea por mais de um mecanismo. O resfriamento por convecção forçada de aquecedores discretos montados em uma parede de um duto pode ser descrito de forma conveniente pelo coeficiente adiabático de transferência de calor ( $h_{ad}$ ). Ele foi desenvolvido por Moffat e co-autores (MOFFAT *et al.*, 1985; MOFFAT E ANDERSON, 1990; MOFFAT, 1998, 2004), para analisar problemas de resfriamento de componentes eletrônicos montados em uma placa de circuito. Esse coeficiente de transferência de calor, baseado na temperatura adiabática de cada componente, é conveniente pelo fato de ser invariante com a variação da potência dissipada em cada componente na placa de circuito. Essa característica não ocorre se a temperatura de referência para o coeficiente convectivo for a temperatura local de mistura do escoamento ou a temperatura de entrada no duto. Essa temperatura adiabática é definida como a temperatura de equilíbrio que um aquecedor discreto atingiria se ele não dissipasse potência elétrica e não trocasse calor por condução ou por radiação, enquanto todas as demais partes do sistema permanecessem nas suas temperaturas normais de operação (MOFFAT, 2004). A sua superfície seria então adiabática, com uma temperatura de equilíbrio denominada adiabática. Qualquer potência dissipada no aquecedor elevaria a sua temperatura acima da temperatura adiabática.

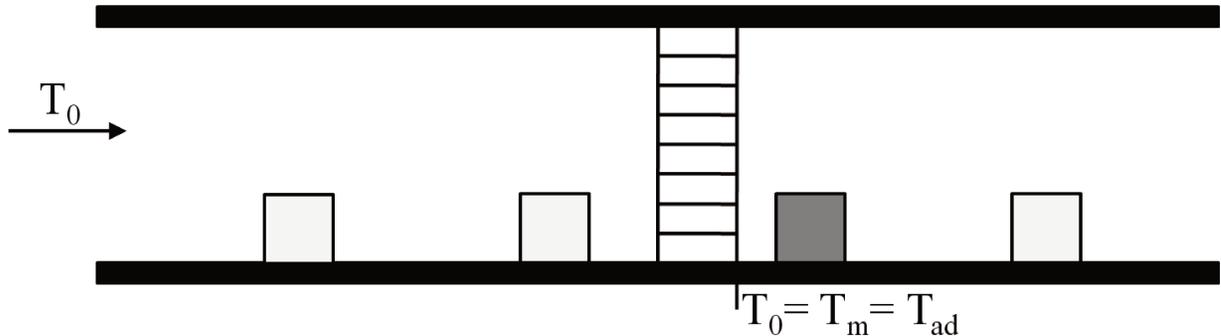
### 2.1 Coeficiente adiabático de transferência de calor

Para explicar melhor esse conceito é necessário analisar como o coeficiente convectivo de transferência de calor é obtido. O método mais usual para medir esse coeficiente é utilizar um aquecedor discreto ativo (dissipador térmico) montado em um canal com um escoamento fluido.

Nesse caso, a taxa de transferência de calor do aquecedor para o escoamento por convecção ( $q_{cv}$ ) é calculada de acordo com a Equação 2.1.

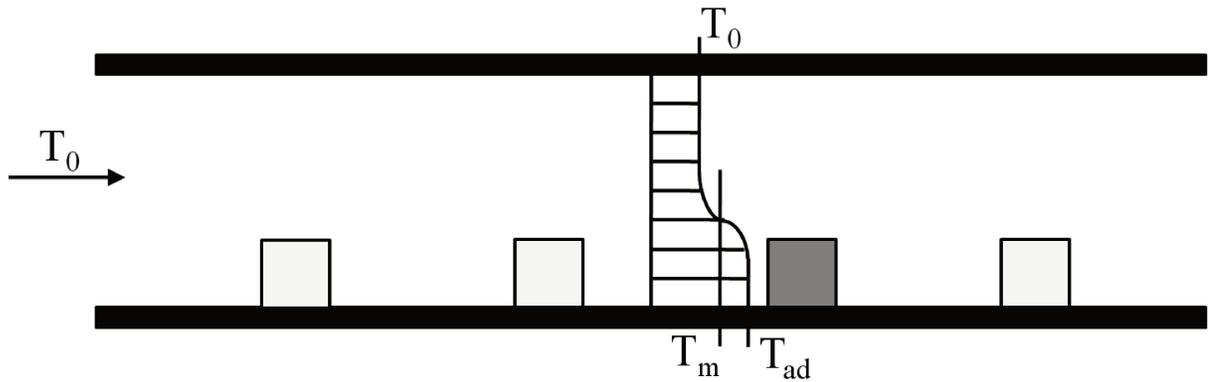
$$q_{cv} = hA_s(T_s - T_{rf}) \quad (2.1)$$

Nessa equação  $A_s$  representa a área do dissipador exposta ao escoamento,  $h$  representa o coeficiente convectivo de transferência de calor,  $T_s$  e  $T_{rf}$  indicam respectivamente as temperaturas da superfície do dissipador e de referência. Uma configuração com vários dissipadores montados em um substrato de um canal com paredes adiabáticas é apresentada na Figura 2.1. Considera-se que somente um dissipador do conjunto está ativo e desse modo a distribuição de temperatura do escoamento que se aproxima desse dissipador é uniforme. Nesse caso a temperatura de entrada ( $T_0$ ), a temperatura média de mistura local ( $T_m$ ) e a temperatura adiabática ( $T_{ad}$ ) possuem o mesmo valor, tornando difícil a escolha da melhor temperatura de referência para o coeficiente convectivo apresentado na Equação 2.1.



**Figura 2.1.** Um aquecedor ativo no canal (MOFFAT, 1998).

Para compreender qual a temperatura de referência mais adequada para ser utilizada em problemas de resfriamento de componentes eletrônicos, Moffat (1998) propôs a configuração representada na Figura 2.2 que utiliza a mesma geometria e condições de escoamento da configuração ilustrada na Figura 2.1. Essa nova configuração possui aquecedores ativos a montante do componente analisado, que é mantido desligado. A distribuição de temperatura no escoamento (indicada na Figura 2.2) mostra que as temperaturas de entrada, média de mistura local e adiabática não possuem o mesmo valor.



**Figura 2.2.** Múltiplos aquecedores ativos no canal (MOFFAT, 1998).

Analisando a Equação 2.1 e supondo que a potência dissipada no componente considerado seja nula, então ou o coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) é nulo ou a diferença de temperatura ( $T_s - T_{rf}$ ) é nula. A abordagem clássica prevê que  $h$  seja nulo e esta é a razão da dificuldade em se trabalhar com esta abordagem uma vez que nesse caso o valor de  $h$  é variável com a potência dissipada. Fazendo a escolha alternativa, que a diferença de temperaturas ( $T_s - T_{rf}$ ) seja nula, tem-se que  $T_{rf}$  é exatamente o valor de  $T_s$ , ou seja, temperatura do aquecedor na qual não haverá transferência de calor. Essa é exatamente a definição da temperatura adiabática que seria assim a referência adequada para um coeficiente convectivo definido como o coeficiente adiabático de transferência de calor conforme indicado na Equação 2.2.

$$h_{ad} = \frac{q_{cv} / A_s}{(T_s - T_{ad})} \quad (2.2)$$

Para entender o impacto do uso do coeficiente adiabático de transferência de calor ( $h_{ad}$ ) e não o coeficiente de transferência de calor baseado na temperatura média de mistura local ( $h_m$ ), Moffat (1998) desenvolveu alguns experimentos para descrever o comportamento de ambos,  $h_m$  e  $h_{ad}$ , em diferentes situações. No primeiro caso foi considerado um escoamento de ar através de um canal com uma série de aquecedores dissipando potência elétrica de maneira uniforme. Devido a essa uniformidade, os coeficientes  $h_m$  e  $h_{ad}$  não sofrem alteração com a potência dissipada, como pode ser observado na Figura 2.3.

No segundo caso, a potência de todos os dissipadores foi mantida a mesma (4,5 W), exceto a potência do componente no qual o coeficiente de transferência de calor era avaliado. Essa potência foi variada de 4,5 W até 0,5 W. A distribuição de ambos os coeficientes ( $h_m$  e  $h_{ad}$ ) está indicada na Figura 2.4.

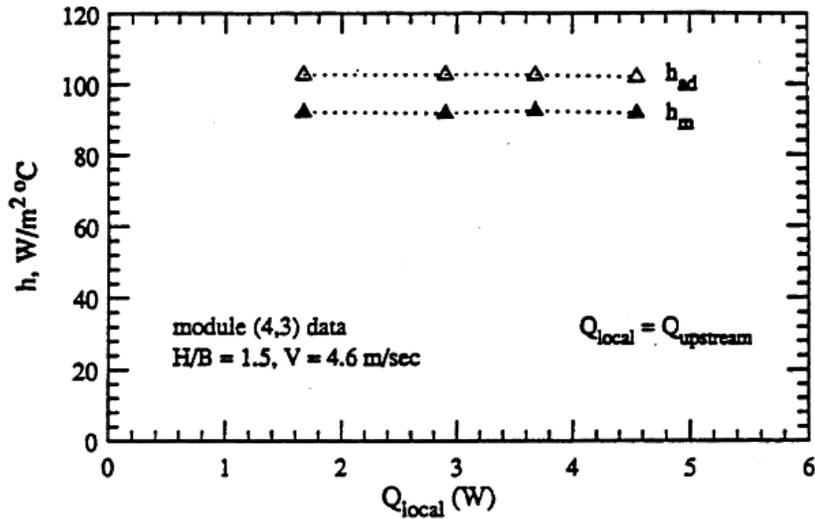


Figura 2.3. Distribuição de  $h_{ad}$  e  $h_m$  para potência uniforme (MOFFAT, 1998).

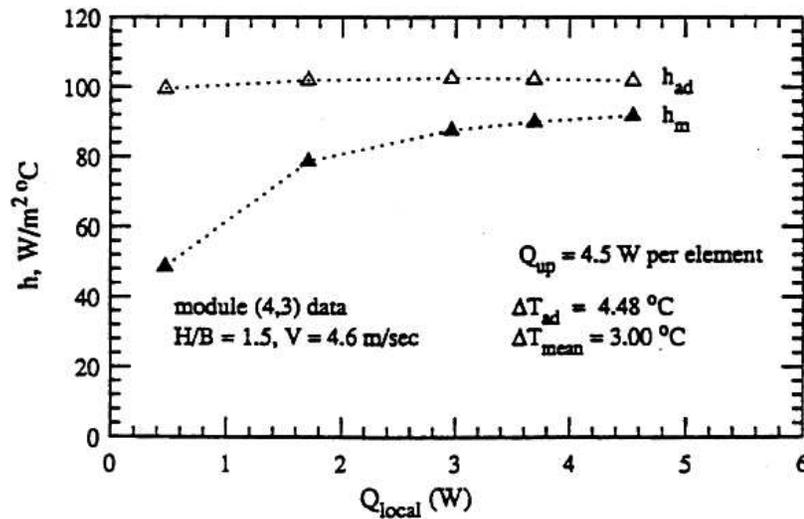


Figura 2.4. Distribuição de  $h_{ad}$  e  $h_m$  para potência variável (MOFFAT, 1998).

Conforme o valor da potência desse componente diminuía, o valor de  $h_m$  decrescia, porém o valor de  $h_{ad}$  não se alterava. Dessa forma, a utilização do coeficiente adiabático de transferência de calor se mostrou mais adequada uma vez que esse coeficiente demonstrou ser invariante com a potência dissipada, podendo ser utilizado em problemas de resfriamento de componentes eletrônicos, além de poder ser facilmente obtido em testes com apenas um aquecedor ativo.

Moffat e Anderson (1990) estudaram a definição do coeficiente de transferência de calor e como utilizar corretamente esse coeficiente e a temperatura de referência que o envolve. Essa abordagem foi fundamentada devido a inúmeros equívocos realizados por pesquisadores que utilizavam o coeficiente adiabático de transferência de calor, porém com a temperatura média de mistura local como referência. Os autores propuseram para dissipadores regulares montados em um canal e resfriados por um escoamento de ar, o método para calcular o coeficiente  $h_{ad}$  e a temperatura  $T_{ad}$ .

Garimella e Eibeck (1991) estudaram experimentalmente como melhorar a transferência de calor através da geração de vórtices a montante de um canal contendo elementos protuberantes. Os experimentos foram realizados considerando um escoamento de água através de 30 aquecedores de cobre distribuídos em 6 fileiras com 5 aquecedores montados na parede inferior de um canal de placas de acrílico. Os aquecedores foram considerados isotérmicos e o substrato de acrílico tratado como adiabático para o cálculo do coeficiente de transferência de calor. As perdas térmicas por condução no substrato, condução nos fios de termopares e de potência, e radiação foram ignoradas por serem da ordem de 1% da potência dissipada. Para a criação dos vórtices foi instalada uma asa com ângulo de ataque de  $20^\circ$  e com a ponta alinhada com o centro do escoamento. Os resultados da porcentagem de aumento da transferência de calor para cada fileira foram expressos em função do número de Reynolds baseado na altura do canal. Essa porcentagem relacionava o valor do coeficiente de transferência de calor para a configuração com e sem vórtice. Foi percebido um comportamento similar para as fileiras contendo os dissipadores, exceto para a primeira fileira. A utilização dos vórtices mostrou um aumento da transferência de calor na faixa de regime laminar, com um pico máximo próximo da região de transição e com baixa influência na faixa de regime turbulento.

Anderson e Moffat (1992a,b) investigaram as características da transferência de calor e queda de pressão através de um canal retangular contendo aquecedores protuberantes montados na placa inferior adiabática. A análise foi realizada para diferentes alturas do canal e velocidades de entrada do escoamento de ar. Para prever a temperatura de operação dos dissipadores resfriados por convecção forçada em situações de aquecimento não-uniforme foi utilizado o princípio de superposição na equação de conservação de energia. O coeficiente adiabático de transferência de calor foi obtido através de testes com um aquecedor ativo montado na parede inferior do canal e a temperatura adiabática foi obtida a partir de uma função de superposição. Esse modelo relaciona um descritor local do escoamento turbulento ( $u'_{max}$ ) ao descritor local da transferência de calor ( $h_{ad}$ ). Dessa forma, uma relação linear do coeficiente adiabático de transferência de calor foi expressa em função da máxima flutuação possível da velocidade próxima a parede. O modelo proposto forneceu elementos suficientes para prever a temperatura de operação de componentes eletrônicos discretos montados em uma placa adiabática.

Molki et al. (1995) investigaram experimentalmente a transferência de calor na região de entrada de um canal contendo aquecedores retangulares. O objetivo do trabalho era analisar o coeficiente convectivo na região de entrada e os efeitos associados à esteira térmica, e assim estimar a temperatura de operação dos componentes da placa de circuito para uma configuração semelhante. Os aquecedores de cobre foram montados em um substrato de acrílico e resfriados por um escoamento forçado de ar em uma faixa do número de Reynolds entre 3000 e 15000. Os parâmetros geométricos analisados nos experimentos foram o comprimento e a altura dos aquecedores, a distância entre os aquecedores e o espaçamento entre os aquecedores e a placa superior do canal. Nos testes experimentais apenas um elemento era aquecido por vez, sendo que a diferença de temperatura entre esse componente e o ambiente era mantida constante. Através das medições, o coeficiente adiabático de transferência de calor foi calculado e a taxa de transferência de calor por convecção foi estimada subtraindo da potência dissipada pelo aquecedor ativo as perdas térmicas por condução e radiação. Os resultados foram expressos através do número de Nusselt em função da posição para distintos números de Reynolds. Correlações para a temperatura adimensional, denominada efeito de esteira, foram encontradas e representadas em função do número de Reynolds do canal e do parâmetro adimensional  $S/L$

(distância entre os aquecedores/comprimento dos aquecedores). As correlações foram incorporadas em um programa FORTRAN para uma configuração similar e potências aleatórias. Os resultados da temperatura prevista mostraram suficiente precisão para problemas de aplicação real.

Young e Vafai (1998) investigaram numericamente o resfriamento de um dissipador protuberante montado na parede inferior de um canal. A análise foi realizada em um domínio bidimensional considerando um escoamento de ar com perfil de velocidades parabólico e temperatura especificada na entrada do canal. O escoamento foi considerado incompressível, com propriedades constantes e analisado no regime laminar, em uma faixa do número de Reynolds entre 200 e 2000. As equações de Navier-Stokes foram utilizadas para caracterizar o escoamento ao redor do aquecedor. Seis casos foram estudados para distintas geometrias (largura e altura) e condutividades térmicas do componente. Foram considerados dois métodos de aquecimento no aquecedor: taxa de geração volumétrica de calor e fluxo uniforme de calor. Os resultados mostraram que a geometria e o tipo de material do dissipador têm um efeito significativo no escoamento e na transferência de calor. Ao utilizar a razão entre as condutividades térmicas do aquecedor e do fluido entre 100 e 1000, o dissipador se tornou efetivamente isotérmico, diminuindo o gradiente de temperatura na interface sólido-fluido. Linhas de corrente do escoamento mostraram que a zona de recirculação a jusante do elemento protuberante aumentava com o número de Reynolds. Os números de Nusselt local e médio foram avaliados para as três faces do obstáculo expostas ao escoamento. Na faixa investigada do número de Reynolds, os números de Nusselt local e médio diminuíram com o aumento do tamanho (largura e altura) do aquecedor discreto. Para os dois métodos de aquecimento analisados, a temperatura máxima do aquecedor se mostrou menor para o caso com taxa de geração volumétrica de calor e o número de Nusselt teve pequenas alterações.

Hacker e Eaton (1995) propuseram uma generalização do trabalho de Anderson e Moffat (1992) através da função de Green discreta para o caso de uma superfície aquecida utilizando uma função de superposição  $g^*$ . A abordagem geral da função de Green é aplicável a equações diferenciais lineares onde o método da superposição pode ser utilizado. No caso da transferência de calor convectiva, a equação de conservação de energia pode ser assumida linear

quando o campo de velocidades do escoamento e as propriedades do fluido são independentes do campo de temperaturas. Nesse caso, a função de Green pode ser utilizada como um descritor da transferência de calor convectiva e pode ser representada por um coeficiente que relaciona a temperatura da superfície e a taxa de transferência de calor. A formulação se baseia em uma superfície com um conjunto de N elementos discretos, onde cada elemento tem uma temperatura média acima da referência (temperatura de entrada) e uma taxa de transferência de calor para o escoamento. A função de Green discreta (G) é representada por uma matriz NxN, com unidades de W/K, que relaciona o vetor das taxas de transferência de calor (q) com o vetor de aumento de temperatura de cada elemento ( $\Delta T$ ), como indicado na Equação 2.3.

$$\mathbf{q} = G\Delta\mathbf{T} \quad (2.3)$$

Na maioria dos casos, a inversa da função de Green, indicada na Equação 2.4, é mais fácil de medir por causa da dificuldade em se manter um nível de temperatura como uma condição de contorno térmica.

$$\Delta\mathbf{T} = G^{-1}\mathbf{q} \quad (2.4)$$

Esta equação pode ser explicitada na forma expandida através da Equação 2.5.

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \\ \Delta T_2 \\ \vdots \\ \Delta T_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_{11}^{-1} & g_{12}^{-1} & \cdots & g_{1N}^{-1} \\ g_{21}^{-1} & g_{22}^{-1} & \cdots & g_{2N}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^{-1} & g_{N2}^{-1} & \cdots & g_{NN}^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_N \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Nestas equações,  $G^{-1}$  também é uma matriz NxN composta por coeficientes dados em K/W que relacionam a temperatura média acima da temperatura de entrada de cada elemento discreto com a taxa de transferência convectiva de calor de cada elemento. Diversas investigações estudaram a função de Green discreta e sua aplicação, como apresentado nos trabalhos de Hacker e Eaton (1997), Batchelder e Eaton (2001), Mukerji *et al.* (2004), Mukerji e Eaton (2005) e Booten e Eaton (2005, 2007).

## 2.2 Resfriamento conjugado

O coeficiente adiabático de transferência de calor também pode ser utilizado no problema conjugado por convecção forçada-condução, através da subdivisão do problema conjugado em dois problemas distintos, sendo um de convecção forçada e o outro de condução de calor. Este procedimento é denominado método desacoplado (ANDERSON, 1994). No método desacoplado, o problema convectivo envolve o domínio ocupado pelo escoamento de ar sobre uma placa com aquecedores e a sua resolução fornece o valor do coeficiente convectivo adiabático ( $h_{ad}$ ) sobre a placa e seus componentes. Como o valor de  $h_{ad}$  independe da taxa de calor transferido por convecção, ele pode ser utilizado como uma condição de contorno convectiva do problema de condução. O domínio deste problema de condução envolve a placa de circuito com seus componentes e a sua solução fornece a condição de contorno térmica (uma distribuição de temperatura na interface placa-escoamento de ar) para uma nova solução do problema convectivo. O processo é então repetido até a convergência da solução.

Nakayama e Park (1996) utilizaram o conceito do coeficiente adiabático de transferência de calor para estudar experimental e analiticamente a transferência de calor conjugada de um único aquecedor montado na parede inferior de um canal. O bloco protuberante e de base quadrada foi fixado no centro do canal e resfriado por um escoamento de ar em uma faixa do número de Reynolds (baseado no diâmetro hidráulico do canal) entre 2200 e 16000. Duas configurações distintas foram analisadas experimentalmente. A primeira contendo um aquecedor de cobre de 4 mm de altura apoiado nos cantos inferiores através de suportes de acrílico de 3 mm de altura e fixado em um substrato de acrílico revestido inferiormente por uma camada de isopor. O intuito de analisar essa configuração era medir a transferência de calor direta por convecção do aquecedor para o escoamento de ar. A segunda configuração, contendo um aquecedor de acrílico de 7 mm de altura montado diretamente em um substrato do mesmo material (também revestido por uma camada de isopor) foi utilizada para avaliar a transferência de calor do substrato para o escoamento de ar. Através dessa montagem, foi possível obter o coeficiente convectivo adiabático do substrato. A resolução analítica por integração numérica de uma configuração

similar foi resolvida em um domínio bidimensional. Os resultados experimentais e as previsões numéricas para a distribuição de temperatura do substrato mostraram boa concordância. A utilização do coeficiente adiabático de transferência de calor possibilitou a contabilização dos efeitos da esteira térmica.

Diversos autores investigaram em suas análises o coeficiente de transferência de calor adiabático e o utilizaram como condição de contorno para o problema de condução. Uma técnica alternativa de solução do problema conjugado considera um domínio único, envolvendo tanto a região do escoamento fluido quanto a região sólida da placa com seus componentes. Esta técnica é denominada método acoplado de solução e tem sido utilizada de forma mais abrangente na literatura na medida em que os computadores apresentam uma melhor capacidade de processamento e de memória.

No trabalho de Davalath e Bayazitoglu (1987) foi investigado numericamente o resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de três aquecedores protuberantes montados na parede inferior de um canal de placas paralelas em um domínio bidimensional. Os aquecedores forneciam um fluxo uniforme de calor e representavam 25% da altura do canal. Sua condutividade térmica era igual a 10 vezes a condutividade do ar. O substrato foi admitido ora como adiabático ora com condutividade térmica entre 1 e 10 vezes a do ar. As equações de conservação foram resolvidas numericamente através do método dos volumes de controle utilizando o algoritmo SIMPLE. O escoamento foi considerado laminar com perfil de velocidades desenvolvido e temperatura uniforme na entrada do canal. Os resultados para a temperatura adimensional da parede, o número de Nusselt local e isothermas foram obtidos para uma faixa do número de Reynolds (baseado na altura do canal) em uma faixa entre 100 e 1500. Eles mostraram que para um valor fixo do número de Reynolds a temperatura superficial dos aquecedores era mais elevada a jusante do canal e o número de Nusselt local (baseado na temperatura de entrada) possuía distintos valores para as superfícies expostas dos aquecedores ao escoamento, sendo mais elevado na superfície superior. A temperatura do fluido ao redor de cada dissipador retangular se mostrou inferior para o caso do substrato condutivo em comparação com o substrato adiabático. O número de Nusselt médio foi correlacionado com o número de Reynolds do escoamento e o número de Prandtl do fluido.

Kim e Anand (1994, 1995) estudaram numericamente as características do escoamento e da troca de calor de cinco dissipadores montados em canais de placas paralelas empilhadas. A metade de um sexto aquecedor foi utilizada como condição térmica de saída. Foi estudado o caso de escoamento em desenvolvimento (KIM E ANAND, 1994) e escoamento completamente desenvolvido (KIM E ANAND, 1995). A velocidade de entrada e a temperatura do escoamento de ar na entrada foram consideradas uniformes. Os aquecedores foram considerados com fluxo uniforme de calor de mesma intensidade e condutividade térmica igual a 500 vezes a condutividade do ar. A condutividade térmica do substrato foi analisada entre 0 e 20 vezes a condutividade do ar. As equações de conservação foram resolvidas em um domínio bidimensional através do método de volumes de controle, considerando regime permanente e escoamento laminar. O algoritmo SIMPLER foi utilizado e as equações de conservação foram resolvidas pelo método CTDMA (*cyclic tri-diagonal matrix algorithm*). As simulações foram efetuadas em uma faixa do número de Reynolds entre 100 e 2000. A taxa de transferência de calor de cada aquecedor foi descrita em função da resistência térmica global entre o aquecedor e o escoamento de ar, utilizando duas temperaturas de referência distintas (a temperatura de entrada do escoamento no duto e a temperatura média de mistura local) para definir o número de Nusselt.

Sugavanam *et al.* (1995) investigaram numericamente o resfriamento conjugado de um aquecedor discreto montado rente em um substrato condutivo de um canal de placas paralelas. Foi considerado um escoamento forçado de ar na entrada do canal com perfis uniformes de velocidade e temperatura. O canal foi considerado com a placa superior adiabática e a placa inferior condutiva com a sua face inferior ora isolada termicamente ora resfriada por convecção forçada através de um escoamento de ar. A análise foi realizada em um domínio bidimensional, considerando o aquecedor uniformemente aquecido e regime laminar do escoamento, em uma faixa do número de Reynolds entre 100 e 1000. Os resultados para o número de Nusselt, baseado na temperatura de entrada do canal, foram apresentados em função do número de Reynolds e da razão entre as condutividades térmicas do aquecedor discreto e do fluido ( $k_s/k_f$ ). Devido à condução no substrato, o número de Nusselt diminuiu com o aumento da razão  $k_s/k_f$  na faixa analisada do número de Reynolds. A espessura do substrato apresentou relativa importância na

temperatura da interface substrato-aquecedor para valores de  $k_s/k_f$  acima de 10, indicando que a temperatura da junção diminuía com a espessura do substrato.

### 2.3 Matriz dos coeficientes conjugados

O trabalho desenvolvido por Alves (2010) buscou um descritor invariante do processo de resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de aquecedores montados em um substrato condutor. Esse problema pode ser caracterizado como uma extensão do problema convectivo análogo, em que um aquecedor é montado em um substrato adiabático. Neste caso, um descritor invariante da taxa de perda de calor do aquecedor é o coeficiente convectivo adiabático  $h_{ad}$ , obtido por Moffat e co-autores nos trabalhos já citados. Para um conjunto de aquecedores montados em um substrato condutor que constitui uma parede de um duto onde escoava uma vazão conhecida de um fluido de resfriamento, esse coeficiente foi definido através da Equação 2.6.

$$(T_s - T_0)_i = \frac{1}{mc_p} \sum_{j=1}^N g_{ij}^+ q_j \quad (2.6)$$

Nesta equação, a temperatura de cada aquecedor é influenciada tanto pela potência dissipada no próprio aquecedor, quanto nos demais aquecedores montados no mesmo substrato. Os coeficientes  $g_{ij}^+$  são adimensionais e invariantes com a potência dissipada em cada aquecedor. Para um conjunto de  $N$  aquecedores montados em um substrato, o conjunto de valores do coeficiente conjugado pode ser expresso na forma de uma matriz  $G^+$  quadrada de ordem  $N$ , como indicado na Equação 2.7.

$$G^+ = \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & \cdots & g_{1N}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & \cdots & g_{2N}^+ \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^+ & g_{N2}^+ & \cdots & g_{NN}^+ \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Utilizando a forma matricial dos coeficientes conjugados, a Equação 2.6 também pode ser expressa na forma matricial, conforme apresentado 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, os termos diagonais  $g_{ii}^+$  da matriz  $G^+$  estão associados ao efeito de auto-aquecimento, isto é, a resposta da temperatura de um aquecedor  $i$  à potência por ele dissipada. Os termos  $g_{ij}^+$  fora da diagonal ( $i \neq j$ ) representam o efeito da potência dissipada nos demais aquecedores na temperatura de um aquecedor  $i$  do conjunto e  $\Delta T_i = (T_s - T_0)_i$ .

O trabalho de Alves e Altemani (2012) estudou numericamente a transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução de três aquecedores protuberantes montados na parede inferior de um canal de placas paralelas. A análise foi realizada em um domínio bidimensional abrangendo as regiões do substrato, dos aquecedores e do fluido. O escoamento de ar foi considerado uniforme na entrada do canal, com temperatura especificada e propriedades constantes no regime laminar. Os aquecedores foram considerados com geração uniforme de calor. As equações de conservação foram resolvidas através do método dos volumes de controle utilizando o algoritmo SIMPLE e considerando o regime permanente. Os resultados foram obtidos em função do número de Reynolds na faixa entre 600 e 1900. A condutividade térmica do substrato foi investigada na faixa de 0 a 80 vezes a condutividade do ar. Os aquecedores foram considerados com uma condutividade térmica de 500 vezes a condutividade do ar, sendo assim isotérmicos. O efeito da altura dos elementos protuberantes foi investigado em uma faixa de 5% a 35% em relação à altura do canal. Os coeficientes conjugados da matriz  $G^+$  foram obtidos a partir de testes numéricos com um elemento ativo por vez no canal. Foi verificado que os elementos da diagonal principal são mais significativos, indicando que a temperatura de cada aquecedor é mais influenciada pela potência dissipada no próprio aquecedor. Os coeficientes conjugados cruzados, que relacionam o aumento de temperatura de cada aquecedor com a potência dissipada nos outros

aquecedores, se mostraram fortemente influenciados pela condutividade térmica do substrato (quanto maior a condutividade térmica do substrato, maior o valor associado aos coeficientes conjugados cruzados). Os coeficientes conjugados da matriz  $G^+$  foram então utilizados para prever a temperatura de cada aquecedor considerando uma dissipação arbitrária de potência nos três aquecedores. As previsões obtidas foram confirmadas por resultados de simulações efetuadas com os três aquecedores ativos no duto.

Os trabalhos citados, referentes aos coeficientes conjugados, foram realizados somente numericamente. Dessa forma, o presente trabalho pretende obter experimentalmente os coeficientes conjugados em uma montagem com dois aquecedores montados na parede inferior de um duto retangular. Neste caso, os coeficientes conjugados desejados são indicados pelas Equações 2.9 e 2.10.

$$g_{ii}^+ = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_0)_i}{q_i} \quad (2.9)$$

$$g_{ij}^+ = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_0)_i}{q_j} \quad (2.10)$$

Esses coeficientes conjugados dependem do número de Reynolds do escoamento no duto e das propriedades do fluido e podem ser obtidos em testes com apenas um aquecedor ativo no duto. Sua utilidade consiste na previsão da temperatura de cada aquecedor resfriado pelo mecanismo conjugado de convecção forçada-condução sob condições arbitrárias da potência neles dissipada, como indicado na forma matricial da Equação 2.11.

$$\begin{bmatrix} (T_s - T_0)_1 \\ (T_s - T_0)_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m}c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

## 2.4 Simulações Numéricas (PHOENICS)

Os coeficientes invariantes descritos anteriormente também foram avaliados numericamente para efeito de comparação com as medidas experimentais. Para essa análise foi utilizado o pacote computacional PHOENICS, desenvolvido e divulgado por Spalding (1981). Nesse artigo, Spalding explica que PHOENICS é uma sigla de *parabolic, hyperbolic or elliptic numerical-integration code series*. A estrutura geral desse programa é composta de uma central (EARTH) e de alguns sistemas auxiliares (SATELLITE). A central EARTH é utilizada para resolver as equações de mecânica dos fluidos, transferência de calor e massa e reações químicas. Os sistemas SATELLITE possuem códigos de equipamentos específicos e de diferentes tipos de processos, além de aplicar o correto tratamento aos dados de entrada, condições iniciais, condições de contorno e outros fatores que caracterizam o escoamento a ser simulado.

As variáveis independentes nesse pacote são as coordenadas  $x$ ,  $y$  e  $z$  e o tempo,  $t$ . Ao utilizar o sistema de coordenadas cartesianas,  $x$ ,  $y$  e  $z$  representam as distâncias nas respectivas direções. Ao se utilizar o sistema de coordenadas polares,  $x$  representa o ângulo e  $y$  e  $z$  as distâncias respectivamente normal e paralela ao eixo de rotação. Estes sistemas de coordenadas podem ser distorcidos de diversas formas para se adequar melhor aos contornos e descontinuidades do problema.

O pacote computacional PHOENICS resolve as equações de conservação de massa, momentum e energia aplicadas a problemas monofásicos/multifásicos a partir da formulação geral indicada na Equação 2.12.

$$\frac{\partial(r\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(r\rho\vec{V}\phi - r\Gamma_{\phi}\text{grad}\phi) = rS_{\phi} \quad (2.12)$$

Nesta equação,  $r$ ,  $\rho$ ,  $\vec{V}$ ,  $\Gamma_{\phi}$  e  $S_{\phi}$  representam respectivamente a fração volumétrica de cada fase, a densidade do fluido, o vetor de velocidade, o coeficiente difusivo e o termo fonte associados à variável genérica  $\phi$ .

Para definição da grade computacional, o pacote PHOENICS inicialmente define as interfaces dos volumes no domínio e em seguida localiza os pontos nodais no centro de cada volume de controle. A solução numérica das equações de conservação em regime estacionário ou transitório em um domínio finito é obtida através do algoritmo SIMPLE (CARETTO *et al.*, 1973) para problemas monofásicos ou através do algoritmo IPSA (SPALDING, 1980) para problemas multifásicos.

O PHOENICS foi programado em linguagem FORTRAN e desenvolvido pela empresa inglesa CHAM (Concentration, Heat & Momentum Limited). Diversos autores têm utilizado o pacote computacional PHOENICS em seus trabalhos e a Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP disponibiliza o acesso desse pacote aos alunos.

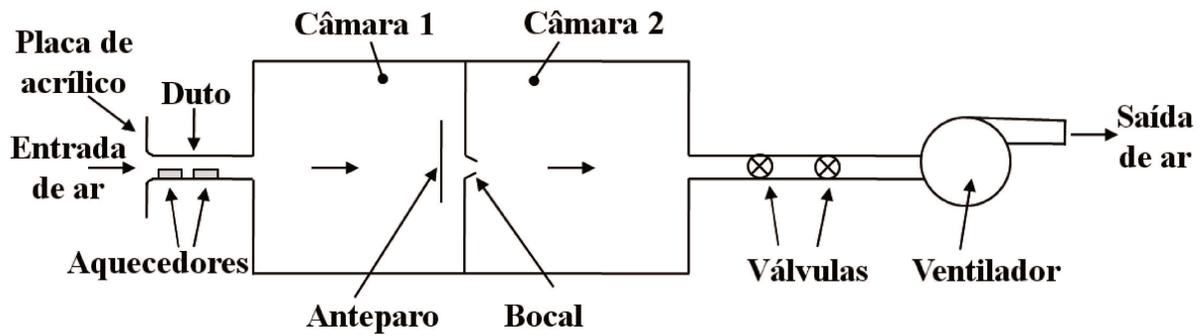
## **3 MONTAGEM E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

### **3.1 Introdução**

Os experimentos foram realizados no Laboratório de Pesquisa do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia Mecânica. Foram utilizadas duas montagens semelhantes contendo dois aquecedores discretos fixados na placa horizontal inferior (substrato) de um duto retangular. Foi utilizada uma placa de acrílico na primeira montagem, enquanto que na segunda montagem o substrato utilizado era de alumínio. Neste capítulo são descritos a montagem experimental e os procedimentos para a obtenção do número de Nusselt adiabático e da matriz de coeficientes conjugados de transferência de calor.

### **3.2 Descrição da montagem experimental**

Um duto retangular com dois aquecedores fixados na sua placa horizontal inferior foi acoplado a uma caixa tipo Plenum, como indicado na Figura 3.1. Essa caixa possuía uma divisória central contendo um bocal calibrado utilizado na medição da vazão de ar. Ar do laboratório era forçado em circuito aberto através da montagem experimental por sucção de um ventilador localizado na sua extremidade a jusante. O escoamento atravessava inicialmente o duto retangular contendo os aquecedores e era descarregado na câmara 1 da caixa Plenum. A jusante, esse escoamento passava através do bocal interno, sendo descarregado na câmara 2. Ele era então canalizado para o ventilador através de uma tubulação com válvulas reguladoras de vazão, controladas manualmente, e descarregado na atmosfera fora do laboratório. Um anteparo foi colocado a montante do bocal com a finalidade de impedir a incidência de um jato de ar da saída do duto retangular diretamente no bocal.



**Figura 3.1.** Circuito do escoamento de ar da montagem experimental.

Uma placa de acrílico com dimensões 230x370 mm e espessura de 5 mm, foi instalada na seção de entrada do duto retangular, como indicado na Figura 3.2, para reduzir a perda de carga na entrada do escoamento. Uma abertura no centro dessa placa servia para conexão com a extremidade externa do duto retangular. As bordas de entrada do duto foram arredondadas com um raio praticamente igual à espessura das paredes ( $r \sim 5$  mm). Estas duas providências foram tomadas visando uma menor perda de carga e um perfil mais uniforme de velocidade na entrada do escoamento.



**Figura 3.2.** Placa frontal de acrílico na entrada do duto.

### 3.2.1 Duto retangular

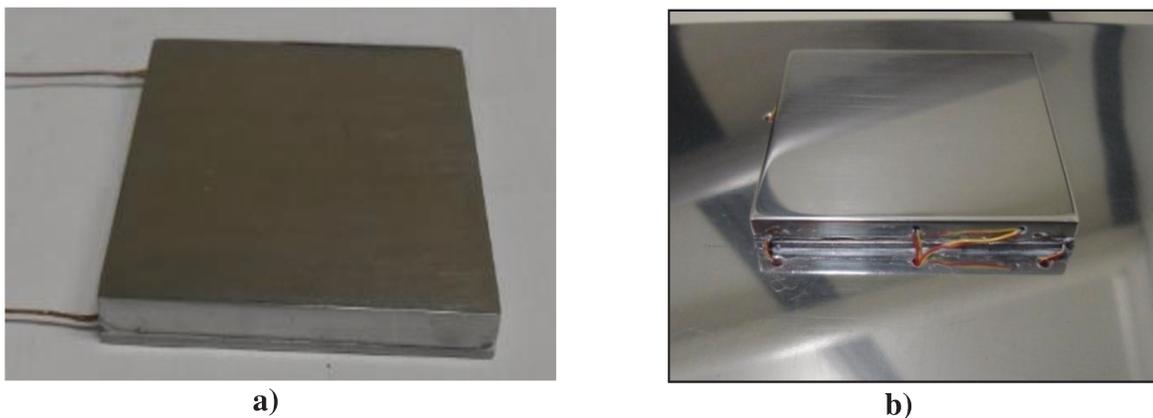
O duto retangular utilizado nos experimentos possuía 300 mm de comprimento e uma seção transversal com dimensões internas de 160x20 mm. Esse duto era constituído por uma montagem de 4 placas distintas, sendo as placas laterais e a placa superior de acrílico. A placa superior era fixada às duas placas laterais por meio de parafusos. A placa inferior do duto, que continha os aquecedores, podia ser substituída, sendo que em uma montagem foi utilizada uma placa de acrílico e na outra, uma placa de alumínio. As placas inferiores se encaixavam como uma gaveta às placas laterais de acrílico, como indicado na Figura 3.3, através de ranhuras de 2 mm. Após a montagem, todas as junções foram vedadas com borracha de silicone.



**Figura 3.3.** Montagem da placa de alumínio no duto com paredes de acrílico.

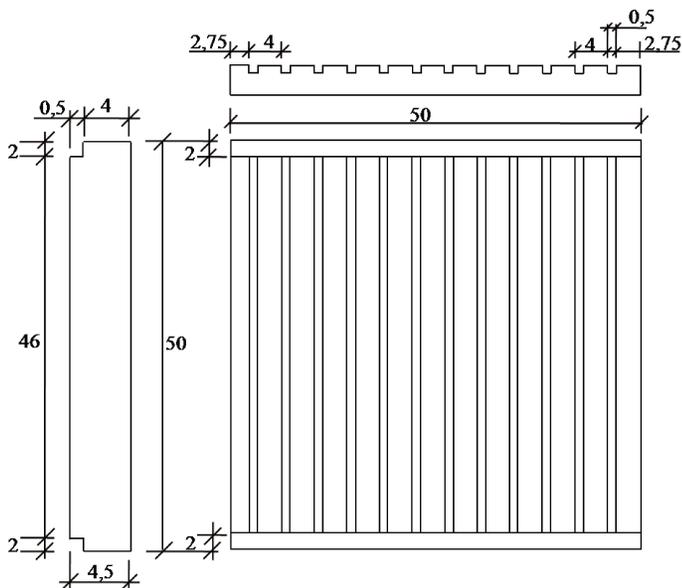
### 3.2.2 Dissipadores térmicos

Os aquecedores utilizados nos experimentos foram fabricados na oficina do Departamento de Energia, na forma de um bloco de alumínio com base quadrada de 50 mm de aresta e 6,2 mm de altura depois de montados. Eles eram constituídos por duas peças, uma delas com 4,5 mm de altura e a outra com 1,5 mm de altura, como mostrado na Figura 3.4.

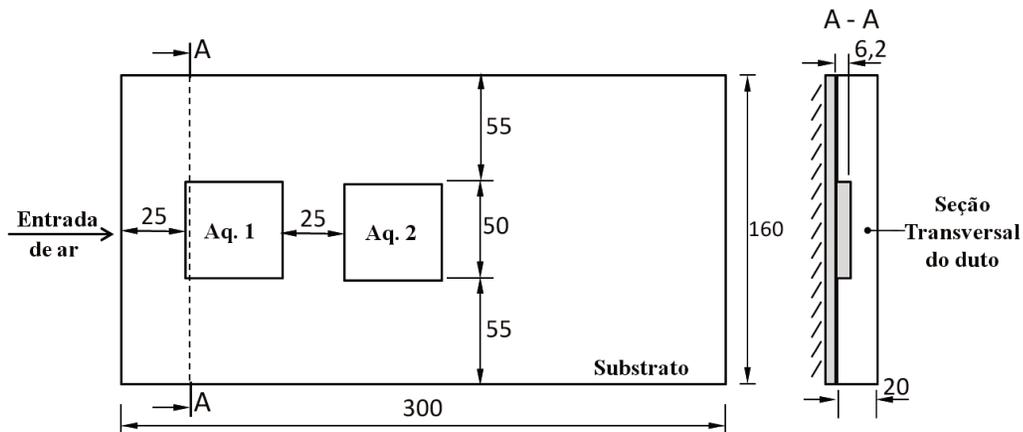


**Figura 3.4.** Aquecedor em alumínio constituído por 2 peças:  
 a) Na mesa de trabalho do laboratório.  
 b) Montado no substrato de alumínio, já instrumentado.

A peça de maior espessura continha 12 sulcos com 0,5 mm de profundidade e passo de 4 mm para enrolamento de um fio de resistência, como indicado na Figura 3.5. Um enrolamento de fio de cromel (Omega Eng., EUA) com 0,254 mm de diâmetro e coberto por Teflon foi inserido e fixado com epóxi misturado com óxido de zinco nos sulcos de cada aquecedor, constituindo uma resistência elétrica em torno de  $8 \Omega$ .



**Figura 3.5.** Ranhuras na base do aquecedor.

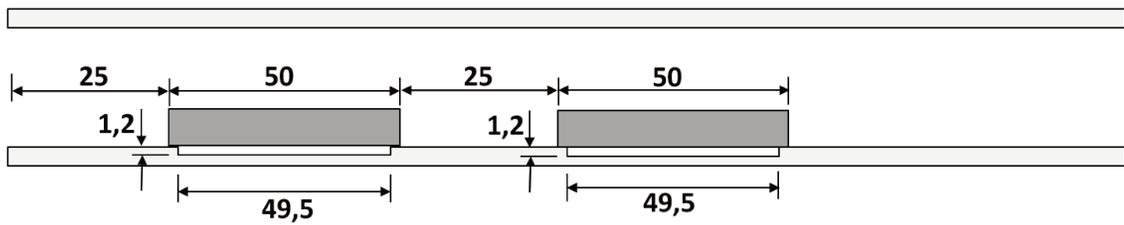


**Figura 3.6.** Posição dos aquecedores na parede inferior do duto retangular.

Como indicado na Figura 3.6, nas montagens dos dois substratos, o aquecedor 1 foi fixado a 25 mm da borda de entrada do escoamento e o aquecedor 2 foi fixado a 25 mm a jusante do primeiro, sendo que as arestas laterais de ambos ficavam a 55 mm da superfície lateral do duto retangular.

### 3.2.3 Substrato de acrílico

O substrato de acrílico ( $k = 0,18 \text{ W/m.K}$ ) foi selecionado para intensificar a taxa de transferência de calor direta da superfície do aquecedor para o escoamento de ar por convecção. Nesse caso, o contato térmico aquecedor-substrato foi reduzido com a finalidade de diminuir a incerteza dos valores experimentais do coeficiente convectivo entre o aquecedor e o escoamento. Para isso, cada aquecedor foi montado centrado sobre uma cavidade quadrada usinada na superfície superior do substrato, com aresta igual a 49,5 mm e 1,2 mm de profundidade, como indicado na Figura 3.7. Adicionalmente, nos quatro vértices da base quadrada de cada aquecedor foi colado um pequeno triângulo de fita isolante de 0,25 mm de espessura. Deste modo, as arestas da base inferior dos aquecedores ficaram suspensas 0,25 mm acima da superfície do substrato. Para evitar um escoamento de ar sob o aquecedor, estes vãos foram vedados por uma camada



**Figura 3.7.** Aquecedores montados sobre cavidades no substrato de acrílico.

delgada de borracha de silicone ( $k = 0,20 \text{ W/m.K}$ ). Esta vedação foi realizada com a borracha originalmente pastosa, mas que sofria um processo de cura após algumas horas de exposição ao ar atmosférico. Para minimizar as perdas térmicas por radiação dos aquecedores, suas superfícies foram polidas com lixas de granulações cada vez mais finas e em seguida com pasta de polimento automotivo, até que elas se tornaram quase espelhadas. Além disso, a face rebaixada da cavidade usinada no substrato de acrílico foi coberta por uma folha de papel alumínio, com a face mais polida voltada para os aquecedores. A face externa deste substrato foi coberta por uma camada de espuma de poliuretano ( $k = 0,04 \text{ W/m.K}$ ) com dimensões  $300 \times 160 \text{ mm}$  e  $124 \text{ mm}$  de espessura. Outra camada dessa espuma de mesmas dimensões, mas com  $60 \text{ mm}$  de espessura, foi aplicada na face externa superior do duto retangular. As medidas efetuadas com este substrato foram utilizadas também para avaliar os coeficientes conjugados dos aquecedores.

### 3.2.4 Substrato de alumínio

O substrato de alumínio ( $k = 204 \text{ W/m.K}$ ) foi selecionado para intensificar a participação da condução térmica no resfriamento conjugado dos aquecedores. Assim, uma parcela considerável da taxa de transferência de calor de cada aquecedor ocorre por condução para o substrato. Essa parcela é quase totalmente transferida por convecção da placa do substrato ao escoamento de ar. Se a face inferior do substrato fosse adiabática, todo o calor conduzido dos aquecedores para o substrato por condução seria transferido por convecção ao escoamento de ar no duto retangular.



**Figura 3.8.** Duto de acrílico com a placa inferior de alumínio.

Se o coeficiente convectivo fosse avaliado a partir das medidas experimentais com este substrato, ele teria uma incerteza elevada devido à participação destacada da condução na transferência de calor dos aquecedores. Nesta montagem, indicada na Figura 3.8, cada aquecedor foi fixado na placa do substrato de alumínio através de dois parafusos para forçar um bom contato térmico e a interface comum foi coberta por uma camada delgada de pasta térmica para reduzir a resistência térmica de contato. As superfícies dos aquecedores utilizados nesta montagem e da face superior do substrato de alumínio também foram polidas até atingir uma condição quase espelhada. A superfície externa do substrato de Alumínio foi inteiramente coberta por uma camada de 124 mm de espuma de poliuretano-poliéster ( $k = 0,04 \text{ W/m.K}$ ) e as demais paredes do duto retangular também foram cobertas por uma camada de 60 mm da mesma espuma.

### **3.3 Instrumentação**

A diferença de pressão do escoamento de ar através do bocal entre as câmaras 1 e 2 foi obtida da altura de líquido em um manômetro inclinado (Merian, modelo 40HE35, EUA) preenchido com álcool etílico de densidade relativa 0,7876. A pressão manométrica na câmara 1

da caixa Plenum no Laboratório foi obtida através de um manômetro em U preenchido com água. Para obter a pressão barométrica do ambiente foi utilizado um barômetro digital (Sodmex, BRA) com resolução de 1 mbar. O ventilador que forçava o escoamento de ar através do duto retangular por sucção era acionado por um motor elétrico de 0,75 kW de potência. O aquecimento dos dissipadores térmicos foi obtido de forma independente através de duas fontes DC de potência elétrica (HP 6296A, EUA). A potência elétrica dissipada nesses aquecedores foi calculada (Apêndice A) a partir de medidas de diferença de voltagem elétrica obtidas com a utilização de um multímetro digital (HP 34401A, EUA).

As temperaturas foram medidas através de termopares do tipo K (cromel-alumel) soldados por fusão em uma atmosfera inerte de Argônio. Os fios (Omega, EUA) dos termopares eram cobertos por Teflon. Na montagem com o substrato de acrílico e na montagem com o substrato de alumínio, esses fios possuíam respectivamente diâmetros de 0,127 mm e 0,254 mm. Para os experimentos, em ambas as montagens, os termopares foram distribuídos da seguinte forma: 1 na entrada do escoamento, 11 na face inferior do substrato, 2 no interior da cavidade no substrato de acrílico, 3 no interior de cada aquecedor, 1 na face inferior do isolamento, 2 na placa superior do duto e 1 no interior da caixa Plenum. As temperaturas foram obtidas com auxílio de duas chaves seletoras (Omega OSW5-20, EUA) através de um indicador digital de temperatura (Omega DP41-TC, EUA) com resolução de 0,1°C. Dois termômetros de bulbo de mercúrio (Inco Therm, BRA), com subdivisões de 0,1°C, foram utilizados para comparação com as medidas dos termopares para a temperatura do ar do Laboratório.

O bocal interno da caixa Plenum, utilizado para medição da vazão de ar, foi fabricado seguindo dimensões construtivas da ISO (1980). O bocal possuía 17 mm de diâmetro interno e foi calibrado em testes no laboratório (Apêndice B) contra outro bocal idêntico montado no lugar do duto, na entrada da caixa Plenum. O coeficiente de escoamento do bocal, resultante desta calibração comparativa, é dado pela Equação 3.1, para uma faixa do número de Reynolds baseado no diâmetro interno do bocal entre 10000 e 40000.

$$K_b = 1,075 Re_b^{-0,0125} \quad (3.1)$$

### 3.4 Procedimento experimental

Nas duas montagens, tanto com o substrato de acrílico quanto de alumínio, foram realizados em torno de dez testes com um aquecedor ativo por vez e quatro testes com os dois aquecedores ativos. Alguns testes foram repetidos para confirmação dos resultados.

Para a coleta dos dados, media-se a pressão barométrica e o nível do álcool no manômetro inclinado com o ventilador desligado. Após ligar o ventilador, uma vazão de trabalho era estabelecida através de uma válvula reguladora de vazão de ar. Para obter os dados experimentais, uma potência elétrica era dissipada no aquecedor ativo, ajustando o seu valor em cada teste para obter uma temperatura desejada em torno de 40°C ou 50°C.

Em intervalos de 30 minutos, registravam-se em uma planilha Excel as temperaturas medidas através dos termopares e dos termômetros, a diferença de voltagem no aquecedor ativo e as diferenças de altura de líquido nos dois manômetros utilizados nos testes. A coleta final dos dados era efetuada quando o sistema mantivesse durante 30 minutos a mesma diferença de temperatura entre o aquecedor e a entrada de ar, e a variação da temperatura do ar do laboratório nesse intervalo fosse inferior a 0,2°C. Esse critério de regime permanente geralmente era satisfeito após 3-4 horas de teste a partir de uma condição inicial de equilíbrio na temperatura ambiente.

Os testes experimentais foram realizados para uma faixa do número de Reynolds ( $Re_D$ ) baseado no diâmetro hidráulico do duto retangular entre 1600 e 6400. Esta faixa corresponde a uma faixa da velocidade média do escoamento de ar no duto entre 0,8 m/s e 3 m/s. O número de Reynolds foi calculado como indicado na Equação 3.2, onde o perímetro molhado  $p_w$  corresponde à soma das quatro arestas da seção retangular do duto.

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\mu p_w} \quad (3.2)$$

### 3.5 Avaliação das perdas térmicas

Para obter o número de Nusselt adiabático e os coeficientes conjugados foi necessário estimar as perdas térmicas para poder avaliar as taxas de transferência de calor por convecção e pelo mecanismo conjugado convecção forçada-condução.

#### 3.5.1 Transferência de calor por convecção

Os testes de avaliação do número de Nusselt adiabático ( $Nu_{ad}$ ) foram realizados apenas com o substrato de acrílico. Em cada teste foi necessário estimar a taxa de transferência convectiva de calor ( $q_{cv}$ ) diretamente da superfície do aquecedor ativo em contato com o escoamento de ar. Essa taxa foi avaliada subtraindo-se da potência elétrica dissipada no aquecedor ( $q_{aq}$ ) a soma de todas as perdas térmicas envolvendo o aquecedor ativo, exceto a convecção térmica. Foram subtraídas as perdas térmicas por radiação da superfície exposta do aquecedor ( $q_{rd}$ ), a perda por condução da base inferior do aquecedor ativo ( $q_{cd}$ ) e a perda térmica pelos fios de termopar e fios de potência saindo do aquecedor ( $q_f$ ). Dessa forma, a taxa de transferência convectiva de calor foi estimada (Apêndice C) por:

$$q_{cv} = q_{aq} - (q_{cd} + q_{rd} + q_f) \quad (3.3)$$

Como nestes testes havia apenas um aquecedor ativo no duto, a sua temperatura adiabática praticamente coincidia com a temperatura de entrada do ar no duto ( $T_{ad} = T_0$ ). O número de Nusselt médio do aquecedor para o escoamento de ar foi definido com base na aresta ( $a$ ) do aquecedor através da Equação 3.4. Nesta equação,  $k$  representa a condutividade térmica do ar avaliada na temperatura de filme entre o aquecedor e a entrada de ar,  $A_s$  representa a área superficial do aquecedor em contato com o escoamento de ar,  $T_s$  a temperatura do aquecedor ativo e  $T_0$  a temperatura de entrada do ar no duto.

$$\text{Nu}_{\text{ad}} = \frac{q_{\text{cv}} / A_s}{(T_s - T_0) k} a \quad (3.4)$$

### 3.5.2 Transferência de calor conjugada

Os testes de avaliação dos coeficientes conjugados foram realizados com os dois substratos (acrílico e alumínio) a partir das medidas experimentais, de acordo com as Equações 2.9 e 2.10. Para avaliar os coeficientes conjugados foi necessário estimar a taxa de transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução de cada aquecedor para o escoamento de ar ( $q_{\text{cj}}$ ). Essa taxa foi obtida subtraindo da potência elétrica dissipada no aquecedor ativo ( $q_{\text{aq}}$ ) a soma das três perdas térmicas descritas a seguir. As perdas por radiação do aquecedor e da placa do substrato ( $q_{\text{rd}}$ ), as perdas pelos fios de termopar e fios de potência que saem do aquecedor ( $q_{\text{f}}$ ) e as perdas por condução através do isolamento térmico abaixo do substrato ( $q_{\text{is}}$ ), uma vez que a matriz de coeficientes conjugados foi definida em relação a um substrato com a face externa adiabática. Essas perdas foram estimadas como indicado no Apêndice D e a taxa de transferência de calor conjugada foi obtida através da Equação 3.5.

$$q_{\text{cj}} = q_{\text{aq}} - (q_{\text{rd}} + q_{\text{f}} + q_{\text{is}}) \quad (3.5)$$

### 3.6 Análise de incertezas

Para estimar as incertezas dos resultados experimentais obtidos neste trabalho, foi utilizada a planilha computacional Engineering Equation Solver (EES). Ela permite calcular as incertezas de resultados experimentais através da propagação de incertezas das medidas experimentais efetuadas (KLINE e MCCLINTOCK, 1953). Os valores das incertezas absolutas das medidas experimentais referentes às temperaturas, pressão barométrica, aresta do aquecedor, diâmetro do

bocal, altura do manômetro inclinado e altura do manômetro em U foram estimadas com base na instrumentação utilizada e na experiência prévia do Laboratório.

As incertezas relativas às propriedades termofísicas: condutividade térmica e viscosidade dinâmica foram baseadas em informações de valores encontrados na Literatura (KADOYA *et al.*, 1985). A perda térmica por condução através da face inferior do aquecedor ativo para o substrato de acrílico foi calculada supondo uma geometria espelhada no plano da face inferior do substrato de acrílico. A transferência de calor nessa configuração foi considerada a mesma que ocorreria em uma aleta anular (Apêndice C). A incerteza relativa dessa perda térmica foi estimada em 20% devido às hipóteses consideradas.

A corrente elétrica através do fio de cromel no aquecedor ativo foi estimada através do produto entre a diferença de voltagem de um Shunt (obtida através de um multímetro digital) e a constante desse Shunt (obtida previamente através de uma calibração – Apêndice A). A incerteza relativa associada a essa corrente elétrica foi estimada em menos de 1%.

As superfícies dos aquecedores e do substrato de alumínio foram lixadas e bem polidas. Dessa forma, as emissividades dessas superfícies foram estimadas, com base em valores tabelados na literatura em 0,1 para a superfície do aquecedor e 0,2 para a superfície do substrato. A incerteza absoluta associada a essas emissividades foi estimada em 0,1. As incertezas absolutas e relativas dos parâmetros descritos foram fornecidas como dados de entrada para a planilha EES conforme a Tabela 3.1.

**Tabela 3.1.** Parâmetros de entrada para análise de incertezas.

Parâmetro	Incerteza absoluta	Parâmetro	Incerteza Relativa
T	0,2°C	k	5%
P <sub>at</sub>	100 kPa	μ	5%
a	0,1 mm	q <sub>cd</sub>	20%
d <sub>b</sub>	0,1 mm	I	1%
h <sub>12</sub>	0,005 pol álcool		
h <sub>a1</sub>	0,5 mmca		
ε	0,1		

A partir desses dados, foram avaliadas as incertezas para o número de Reynolds do duto, o número de Nusselt adiabático e os coeficientes conjugados de transferência de calor, que serão apresentadas junto com os resultados experimentais no Capítulo 5.

## 4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

### 4.1 Introdução

Simulações numéricas do escoamento e da troca de calor de dois aquecedores protuberantes montados em três diferentes tipos de substrato foram efetuadas com a utilização do pacote computacional PHOENICS (SPALDING, 2009) visando uma comparação dos resultados numéricos com as medidas experimentais. Nessa investigação numérica foram feitas algumas idealizações relacionadas à geometria, ao escoamento e ao modelo de turbulência utilizado. Através dessas análises foi possível obter o número de Nusselt adiabático e a matriz de coeficientes conjugados.

Para avaliar o número de Nusselt adiabático as simulações foram efetuadas considerando o substrato adiabático. Para obter os coeficientes conjugados foram utilizados dois substratos condutivos: acrílico e alumínio. A matriz de coeficientes conjugados para cada substrato foi obtida a partir das simulações do aquecimento de cada aquecedor separadamente. Assim, para o aquecedor 1 ativo foram obtidos os coeficientes  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  e para o aquecedor 2 ativo foram obtidos os coeficientes  $g_{22}^+$  e  $g_{12}^+$ .

### 4.2 Modelagem computacional

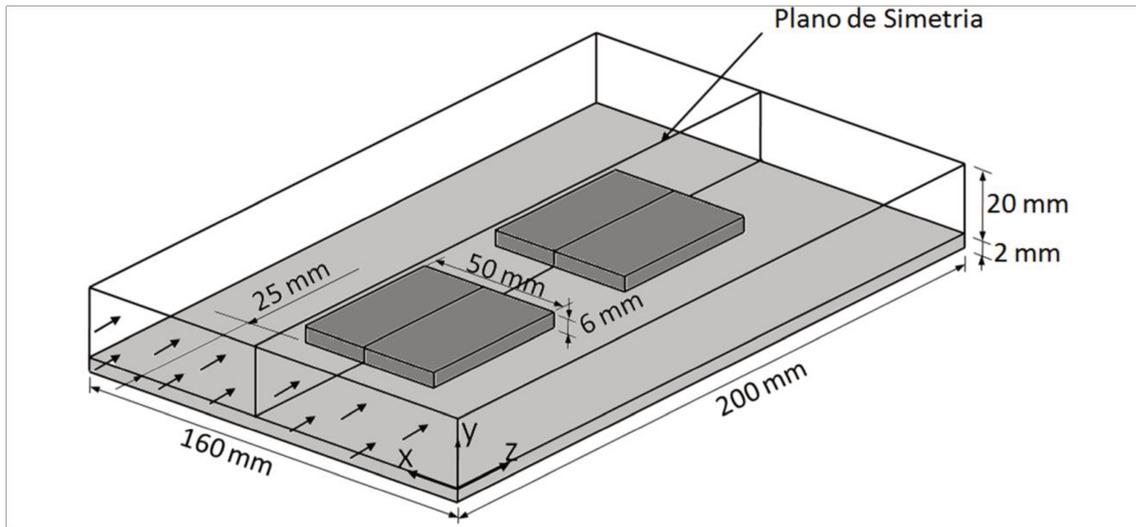
Nas simulações numéricas foi adotada uma geometria similar à dos experimentos realizados no laboratório. Foi considerado um escoamento de ar em um duto retangular com dois aquecedores protuberantes montados na sua parede inferior. O duto retangular foi simulado com a mesma seção transversal do duto dos testes experimentais, 160x20 mm, porém com comprimento reduzido, igual a 200 mm. Após alguns testes iniciais foi constatado que

recirculações do escoamento a jusante do aquecedor 2 não se estendiam além desse comprimento do duto. Essa redução do comprimento do duto permitiu uma redução da malha computacional e do tempo de simulação.

As paredes lateral e superior do duto foram consideradas lisas, adiabáticas e sem espessura (especificadas como “PLATE” no programa). Testes numéricos utilizando três diferentes tipos de substrato (adiabático, acrílico e alumínio) foram efetuados considerando um contato térmico perfeito entre os aquecedores e o substrato. O substrato adiabático (também selecionado como “PLATE” no programa) foi utilizado para obter o número de Nusselt adiabático. Os substratos condutivos foram simulados como placas condutivas (especificados como “BLOCKAGE” no programa) com 2 mm de espessura. Os testes com estes substratos foram utilizados para obter a matriz de coeficientes conjugados. A face inferior dos substratos condutivos foi assumida adiabática, de modo que toda a condução do aquecedor ativo para o substrato era transferida ao escoamento por convecção.

Os aquecedores foram simulados como blocos de alumínio (também especificados como “BLOCKAGE” no programa) de base quadrada com 50 mm de aresta e 6 mm de altura. O aquecedor 1 foi posicionado a 25 mm da entrada do duto e o aquecedor 2 foi fixado 25 mm a jusante do aquecedor 1, como indicado na Figura 4.1. Devido à simetria no plano transversal, somente metade do duto foi considerada na simulação, também com a finalidade de reduzir o tempo das simulações.

Foi adotado um perfil de velocidade uniforme para o escoamento de ar na entrada do duto, com temperatura especificada de 18°C. A magnitude da velocidade na entrada foi especificada para cada teste, variando entre 0,7 m/s e 3,0 m/s, representando uma faixa do número de Reynolds (baseado no diâmetro hidráulico do duto) entre 1600 e 7000. O aquecedor ativo foi especificado com uma temperatura uniforme de 22°C. Dessa forma, as propriedades do ar foram consideradas na temperatura média de 20°C: densidade de 1,204 kg/m<sup>3</sup>, viscosidade cinemática de 1,516.10<sup>-5</sup> m<sup>2</sup>/s, condutividade térmica de 0,02514 W/m.K, calor específico de 1007 J/kg.K e número de Prandtl igual a 0,7. Não foram consideradas trocas térmicas por radiação nas simulações.



**Figura 4.1.** Configuração do duto com os aquecedores.

### 4.3 Descrição do modelo de turbulência utilizado

As simulações numéricas foram efetuadas no pacote computacional PHOENICS. As equações de conservação de massa, momentum linear e energia foram resolvidas no domínio tridimensional indicado na Figura 4.1, abrangendo o escoamento fluido no duto, os aquecedores e a placa do substrato. A solução foi obtida através do método dos volumes de controles (PATANKAR, 1980) considerando coordenadas cartesianas e os processos em regime permanente, com propriedades constantes do fluido e dos materiais sólidos.

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial V_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

Equação de conservação de momentum linear:

$$\frac{\partial V_i V_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \epsilon_M) \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (4.2)$$

Equação de conservação de energia:

$$\frac{\partial(V_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\alpha + \varepsilon_H) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (4.3)$$

Nas equações de conservação (4.1) a (4.3), as componentes de velocidade estão indicadas por  $V_i$  e  $V_j$ . As coordenadas  $x_i$  e  $x_j$  representam as coordenadas cartesianas e a pressão e a temperatura são indicadas respectivamente por  $P$  e  $T$ . A densidade  $\rho$ , a viscosidade cinemática  $\nu$ , e a difusividade térmica  $\alpha$  são as propriedades utilizadas do fluido. A difusividade turbulenta  $\varepsilon_M$  e a difusividade térmica turbulenta  $\varepsilon_H$  são propriedades locais do escoamento.

Os escoamentos foram simulados utilizando o modelo de turbulência denominado L-VEL, contido no pacote computacional PHOENICS. Ele é um modelo de zero equações, desenvolvido por Agonafer *et al.* (1996). Esse modelo é recomendado para a transferência de calor conjugada e o resfriamento de componentes eletrônicos, onde tipicamente os escoamentos ocorrem em espaços confinados complexos. O modelo possui esse nome devido à avaliação que é feita da distância de cada ponto nodal até a parede mais próxima e das velocidades locais do escoamento. Como se trata de um modelo de zero equações, uma expressão para a difusividade turbulenta é adotada e aplicada diretamente nas equações de conservação de momentum. Ele utiliza a lei da parede expressa por Spalding (1961) na forma da Equação 4.4.

$$y^+ = u^+ + 0,1108 \left[ \exp(0,4u^+) - 1 - 0,4u^+ - \frac{(0,4u^+)^2}{2!} - \frac{(0,4u^+)^3}{3!} - \frac{(0,4u^+)^4}{4!} \right] \quad (4.4)$$

Essa fórmula utiliza dois parâmetros adimensionais importantes na análise de escoamentos turbulentos: a distância adimensional da parede ( $y^+$ ) e a velocidade adimensional paralela à parede ( $u^+$ ), descritas na Equação 4.5.

$$y^+ = \frac{y}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad u^+ = \frac{\bar{u}}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} \quad (4.5)$$

A distância da parede é representada por  $y$ , a componente paralela à parede da velocidade média temporal local do escoamento é indicada por  $\bar{u}$ ,  $\tau_w$  indica a tensão de cisalhamento junto à parede,  $\nu$  representa a viscosidade cinemática e  $\rho$  a densidade do fluido. Uma viscosidade efetiva adimensional ( $\epsilon^+$ ), definida como a relação entre a difusividade total ( $\nu + \epsilon_M$ ) e a difusividade laminar ( $\nu$ ), pode ser descrita através da Equação 4.6, utilizando a Equação 4.4.

$$\epsilon^+ = \frac{dy^+}{du^+} = 1 + 0,04432 \left[ \exp(0,4u^+) - 1 - 0,4u^+ - \frac{(0,4u^+)^2}{2!} - \frac{(0,4u^+)^3}{3!} \right] \quad (4.6)$$

Para valores pequenos de  $u^+$ , o termo entre parênteses na Equação 4.4 tende a zero e  $y^+$  tende a  $u^+$ . Assim o valor de  $\epsilon^+$  na Equação 4.6 tende a unidade e a difusividade total ( $\nu + \epsilon_M$ ) na equação do momentum linear corresponde ao termo da difusividade laminar ( $\nu$ ), característico da subcamada viscosa. Para valores elevados de  $u^+$ , a função exponencial da Equação 4.4 é predominante face aos demais termos e o valor de  $y^+$  tende a  $0,1108 \exp(0,4u^+)$  e o valor de  $\epsilon^+$  tende ao valor  $0,4y^+$ , característico da região logarítmica da camada limite turbulenta.

Neste modelo, a viscosidade efetiva adimensional  $\epsilon^+$  é obtida a partir da distribuição de  $u^+$  que é encontrada através de um processo iterativo que fornece a velocidade adimensional para todos os pontos do escoamento, a viscosidade efetiva adimensional e a difusividade turbulenta para substituição na equação de conservação de momentum. Para a resolução da equação de conservação da energia é utilizado o conceito do número de Prandtl turbulento, definido como a relação entre a difusividade turbulenta e a difusividade térmica turbulenta, como indicado na Equação 4.7. O modelo de turbulência utilizado assume que o número de Prandtl turbulento é igual à unidade, obtendo-se desse modo a difusividade térmica turbulenta para a resolução da equação da energia.

$$Pr_t = \frac{\epsilon_M}{\epsilon_H} \quad (4.7)$$

No artigo apresentado por Agonafer *et al.* (1996), o modelo de turbulência LVEL foi comparado com os modelos de turbulência k-epsilon de Lam-Bremhorst-Yap (1981, 1987) e de

duas camadas (EL HADIDY, 1980; RODI, 1991). O resfriamento conjugado de dois blocos protuberantes por um escoamento de ar foi estudado para valores de Reynolds entre 100 e 2000 em um domínio bidimensional. Os blocos dissipavam um fluxo uniforme de calor e o canal era constituído por uma placa inferior de alumínio e uma placa superior adiabática. Quatro malhas distintas foram analisadas. Os resultados obtidos para a temperatura máxima mostraram que mesmo sendo mais simples, o modelo LVEL proporcionou bons resultados quando comparado com os resultados dos outros dois modelos de turbulência.

#### **4.4 Definição da malha**

Uma investigação de malha numérica foi efetuada com o objetivo de obter resultados adequados sem que o tempo de simulação fosse excessivamente elevado. Dessa forma, os testes numéricos iniciais foram efetuados utilizando diferentes malhas. A configuração apresentada na Figura 4.1 foi utilizada para essa investigação. Foram estudadas malhas para dois casos distintos, um considerando a placa inferior do duto adiabática e outro considerando a placa inferior condutiva. Neste caso, o alumínio foi o material escolhido por permitir uma condução maior de calor através do substrato. Em ambos os casos somente o aquecedor 1 ativo foi considerado no duto.

Nessas simulações foram considerados contato térmico perfeito entre o aquecedor e o substrato, simetria da configuração no plano transversal médio, substrato com a face inferior adiabática, temperatura especificada do aquecedor ativo e do escoamento na entrada do duto, além de um perfil de velocidade uniforme na entrada do duto. No caso do estudo de malha, essa velocidade foi especificada em 3 m/s, correspondendo ao maior valor do número de Reynolds avaliado nos testes experimentais. Foi utilizado o modelo de turbulência LVEL e as propriedades do ar foram consideradas a 20°C.

Iniciou-se o estudo através de uma malha relativamente grosseira que era gradativamente refinada, alterando-se o número de pontos nodais em cada direção, assim como o fator de

concentração da malha junto das paredes. Em todos os casos simulados, os volumes de controle de cada lado das diversas interfaces sólido-fluido do domínio foram mantidos aproximadamente com o mesmo tamanho. Algumas das malhas estudadas para ambos os substratos (adiabático e de alumínio) estão apresentadas na Tabela 4.1.

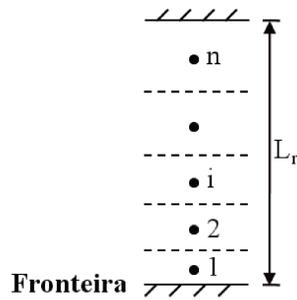
**Tabela 4.1.** Malhas estudadas.

Malha	Substrato adiabático			Substrato de alumínio		
	Nx	Ny	Nz	Nx	Ny	Nz
1	50	38	120	50	44	120
2	65	54	150	65	60	150
3	75	58	165	75	65	165
4	80	62	180	80	70	180
5	80	67	180	80	75	180
6	80	72	180	80	80	180

Na Tabela 4.1 os parâmetros Nx, Ny e Nz representam o número de pontos nodais nas direções x, y e z respectivamente, como indicado na Figura 4.1. As malhas testadas eram não-uniformes, sendo mais refinadas nas proximidades das paredes do duto e dos aquecedores, com diferentes valores para o fator de potência em cada direção do domínio. A distância do ponto nodal de cada volume de controle até uma fronteira, como indicado na Figura 4.2, era obtida diretamente do pacote computacional PHOENICS, através da Equação 4.8.

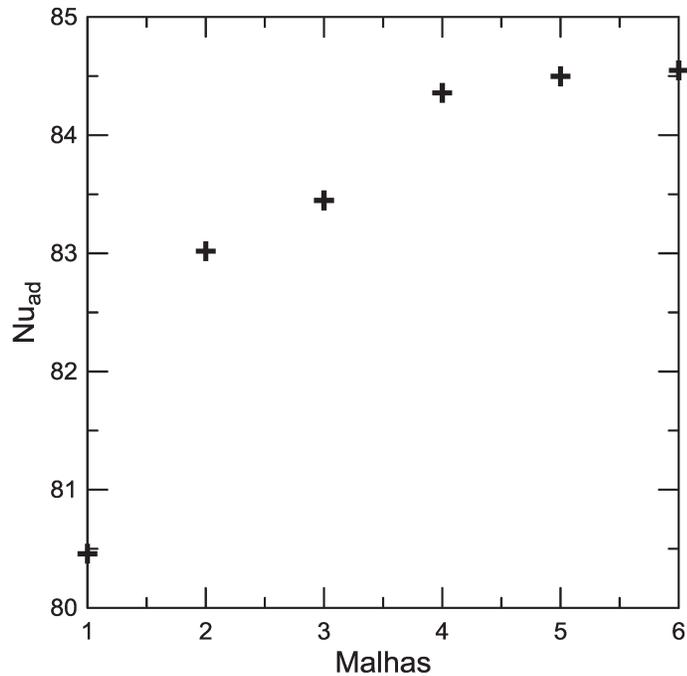
$$d_{VC} = \frac{L_r}{2} \left[ \left( \frac{PN_i}{PN_n} \right)^{PL} + \left( \frac{PN_{i-1}}{PN_n} \right)^{PL} \right] \quad (4.8)$$

Nessa equação, o comprimento do domínio é representado por  $L_r$ , o ponto nodal de interesse é indicado por  $PN_i$ , o número de pontos nodais na região é indicado por  $PN_n$  e o fator de potência por PL escolhido no programa. No caso em que há simetria, utiliza-se a mesma fórmula, porém  $L_r$  representa metade do domínio e  $PN_n$  o número de pontos nodais nessa região.

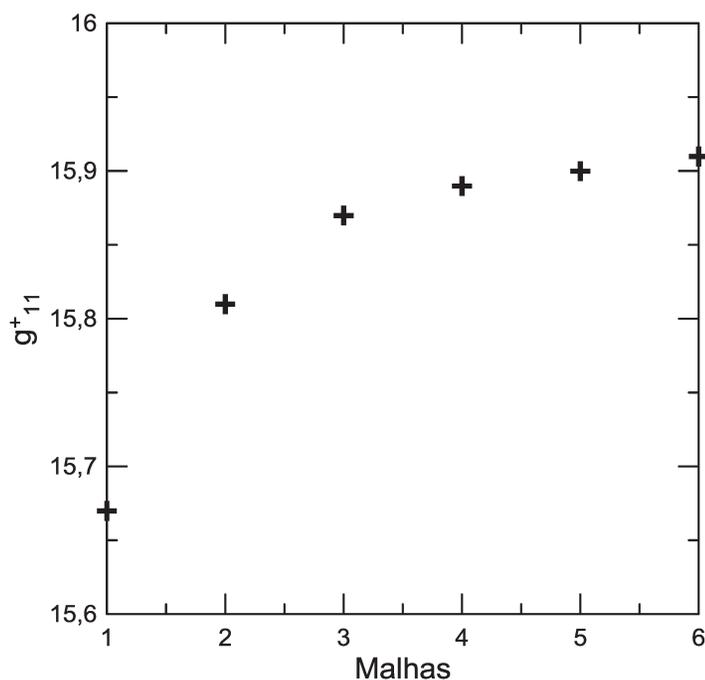


**Figura 4.2.** Distribuição unidimensional dos pontos nodais (PHOENICS).

Essas simulações tiveram o objetivo de avaliar um parâmetro para diferentes malhas e analisar seu comportamento. No caso do substrato adiabático, o parâmetro avaliado foi o número de Nusselt adiabático e os resultados estão apresentados na Figuras 4.3. No caso do substrato de alumínio, o parâmetro avaliado foi o coeficiente conjugado  $g_{11}^+$ , com os resultados ilustrados na Figura 4.4.

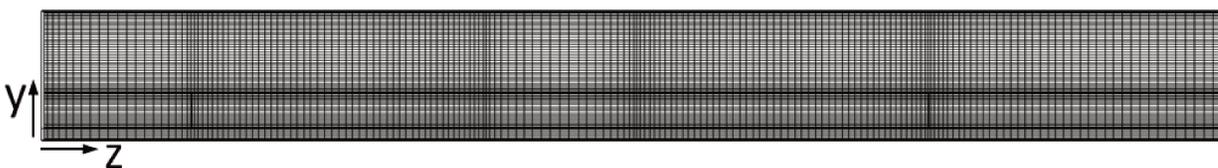


**Figura 4.3.** Número de Nusselt adiabático  $Nu_{ad}$  x Malha.

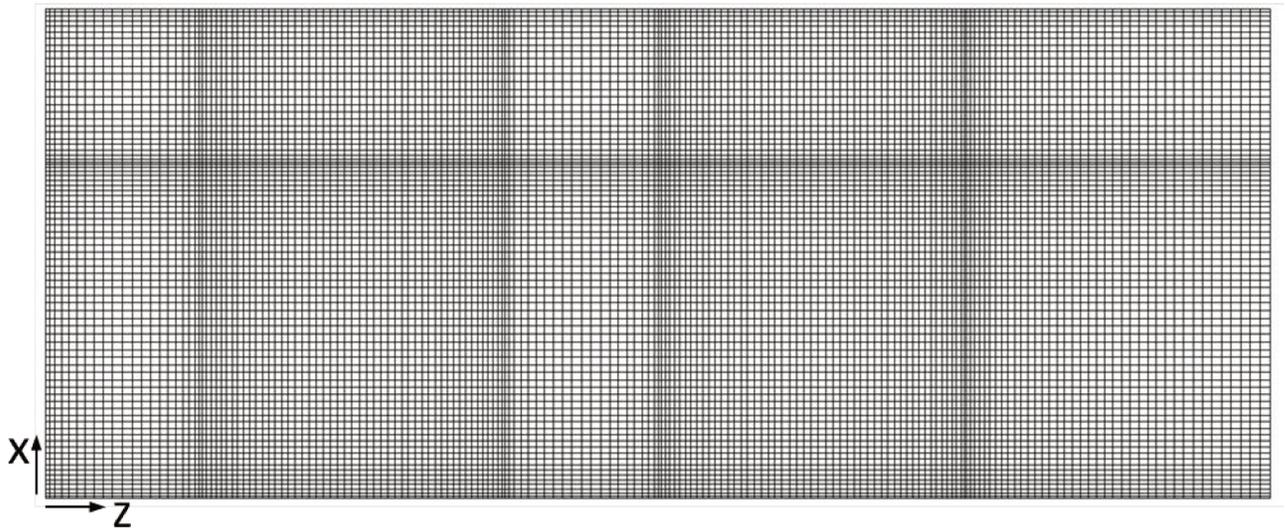


**Figura 4.4.** Coeficiente conjugado  $g_{11}^+$  x Malha.

Após essa análise, foi escolhida uma malha que não tivesse uma alteração significativa dos coeficientes analisados em relação às malhas mais refinadas. Assim, a malha 4 (com 80x70x180 pontos nodais para os substratos condutivos e com 80x62x180 pontos nodais para o substrato adiabático) foi escolhida por apresentar uma alteração menor que 0,1% em relação às malhas mais refinadas. Essa malha era não-uniforme, mais refinada nas proximidades das paredes do duto e do aquecedor, como mostrado nas Figuras 4.5 e 4.6. O fator de potência utilizado nas várias regiões do domínio de cálculo variou entre 1,2 e 1,4, sendo que na maioria das regiões foi adotado o valor 1,3.



**Figura 4.5.** Malha escolhida – vista lateral.



**Figura 4.6.** Malha escolhida – vista de topo.

#### **4.5 Procedimento para obtenção dos resultados numéricos**

As simulações foram efetuadas utilizando um computador Intel Core i7-2600, 3,4 GHz, 4 núcleos, 8 processadores e 8 GB de memória RAM, demandando aproximadamente 12 horas e 7000 iterações até atingir a convergência. Foi considerado escoamento em regime permanente, desprezando efeitos de oscilação do escoamento a jusante dos aquecedores protuberantes. Para cada substrato (adiabático, acrílico e alumínio) foram simulados seis casos para o aquecedor 1 ativo e seis casos para o aquecedor 2 ativo, alterando-se em cada teste a magnitude da velocidade de entrada do escoamento de ar no duto, obtendo-se assim números de Reynolds no duto em uma faixa entre 1600 e 7000.

O substrato adiabático foi utilizado para obter os resultados numéricos para a taxa de transferência de calor por convecção do aquecedor ativo e, assim, o número de Nusselt adiabático. Nesse caso foram criadas faces artificiais, denominadas PATCH no programa, cobrindo cada uma das faces do aquecedor ativo. Através desse artifício foi possível obter a taxa de transferência de calor em cada face, fornecida pelo arquivo RESULT do programa

PHOENICS. A soma dessas taxas representava neste caso a potência dissipada pelo aquecedor e transferida ao escoamento de ar por convecção. Para obtenção do número de Nusselt adiabático foi utilizada a Equação 3.4, considerando a aresta do aquecedor como a dimensão característica (50 mm) e as temperaturas de entrada do ar a 18°C e do aquecedor isotérmico a 22°C. A condutividade térmica do ar foi tomada a 20°C, igual a 0,02514 W/m.K.

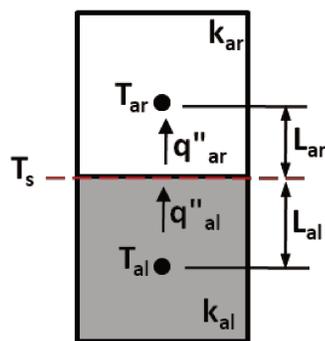
Para os substratos condutivos, acrílico e alumínio, também foram criadas faces artificiais denominadas PATCH cobrindo cada face do aquecedor ativo, incluindo a face inferior, na interface com o substrato condutivo. Elas foram utilizadas para obter a potência dissipada pelo aquecedor ativo através do arquivo RESULT. Nesse caso, porém, essa taxa representava a transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução. Ela foi utilizada para calcular os coeficientes conjugados de auto aquecimento ( $g_{11}^+$  ou  $g_{22}^+$ ) através da Equação 2.9. A vazão mássica atravessando o duto era dada pelo produto da densidade do ar, a velocidade de entrada do escoamento e a área da seção transversal do duto.

Para o cálculo dos coeficientes conjugados cruzados ( $g_{12}^+$  ou  $g_{21}^+$ ) era necessário o conhecimento da temperatura superficial do aquecedor inativo. Por esta razão foram criadas as faces artificiais denominadas PATCH cobrindo as faces expostas desse aquecedor ao escoamento de ar para calcular a temperatura de cada face e assim, a temperatura superficial do aquecedor inativo. Para esse cálculo foi considerada a continuidade do fluxo de calor nas interfaces do aquecedor com o escoamento de ar, como indicado na Figura 4.7. Desse modo, assumindo perfis lineares de temperaturas entre os pontos nodais vizinhos e a interface comum, obtém-se a Equação 4.9.

$$\frac{k_{al}(T_{al}-T_s)}{L_{al}} = \frac{k_{ar}(T_s-T_{ar})}{L_{ar}} \quad (4.9)$$

Esta equação pode ser explicitada em termos da temperatura  $T_s$  da interface através da Equação 4.10.

$$T_s = \frac{\frac{k_{al}T_{al}}{L_{al}} + \frac{k_{ar}T_{ar}}{L_{ar}}}{\frac{k_{al}}{L_{al}} + \frac{k_{ar}}{L_{ar}}} \quad (4.10)$$



**Figura 4.7.** Fronteira entre o aquecedor e o escoamento de ar.

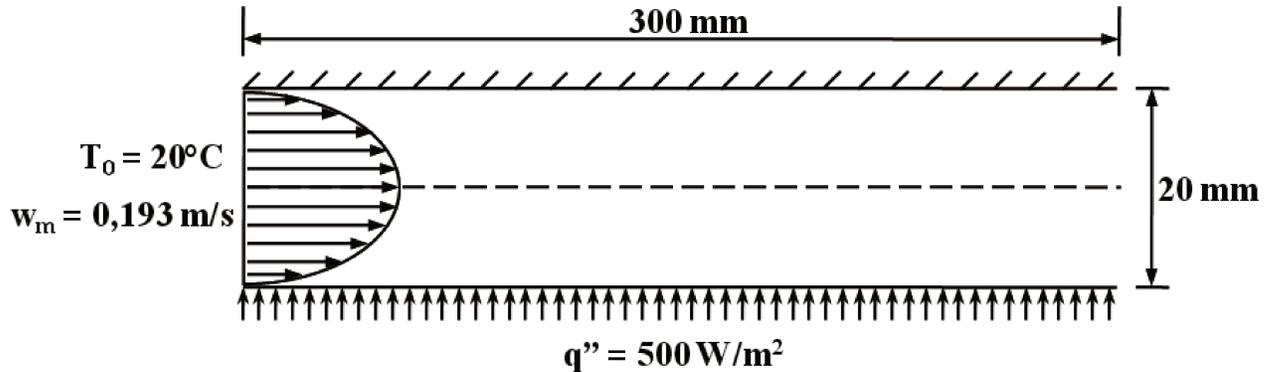
A temperatura de cada face do aquecedor foi obtida por integração numérica dos valores de  $T_s$  na sua superfície através do recurso INFORM do pacote computacional PHOENICS, conforme indicado no Apêndice E. A temperatura superficial do aquecedor inativo foi então calculada através da média ponderada da temperatura com a área de cada face. Uma vez determinada essa temperatura, os coeficientes conjugados cruzados foram obtidos através da Equação 2.10. Como os aquecedores foram simulados com as propriedades do alumínio, as temperaturas superficiais obtidas da Equação 4.10 eram muito próximas entre si (variação máxima de  $0,3^\circ\text{C}$ ).

#### 4.6 Validação numérica

Uma simulação inicial de um problema foi realizada e comparada com resultados da literatura para verificação do uso correto do pacote computacional PHOENICS. O caso considerado foi a região de entrada térmica de um escoamento desenvolvido de ar em um canal formado por duas placas paralelas, considerando uma placa com influxo uniforme de calor e a outra placa adiabática. Os resultados numéricos obtidos foram comparados com os resultados apresentados por Kays e Crawford (1993).

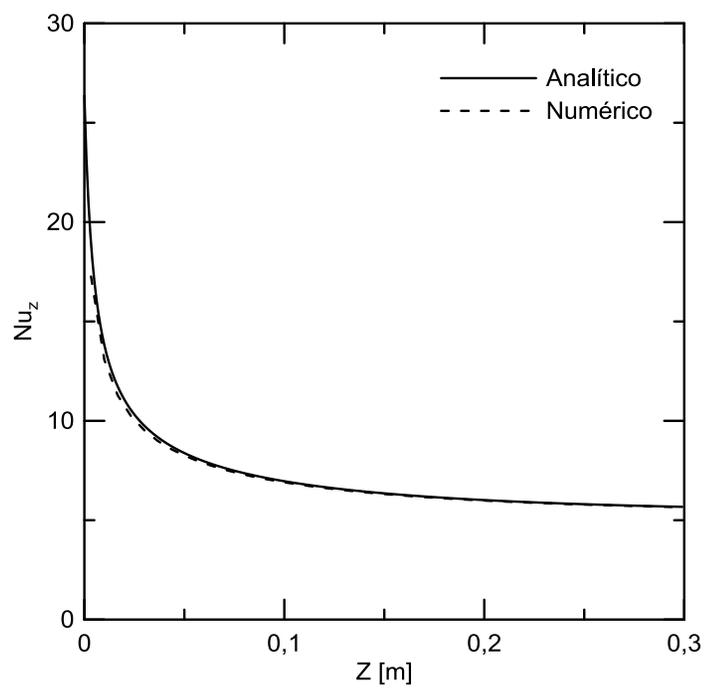
A geometria utilizada para este teste numérico está apresentada na Figura 4.8. A distância entre as duas placas paralelas era igual a 20 mm e elas possuíam um comprimento de 300 mm.

Foi considerado um escoamento de ar em regime laminar, com número de Reynolds igual a 500 e propriedades constantes. A placa inferior fornecia um fluxo uniforme de calor de  $500 \text{ W/m}^2$ , enquanto a placa superior era adiabática. O escoamento ocorria na direção paralela às placas e ambas estavam estacionárias. O escoamento de ar entrava no duto com perfil de velocidades desenvolvido, com velocidade média de  $0,193 \text{ m/s}$  e temperatura de  $20^\circ\text{C}$ . Esses dados foram utilizados como entrada para a simulação numérica no pacote computacional PHOENICS. O domínio considerado era bidimensional, com escoamento e troca de calor em regime permanente. As equações de conservação foram resolvidas através do modelo laminar, com as propriedades do ar avaliadas a  $20^\circ\text{C}$ .



**Figura 4.8.** Canal com placa inferior com fluxo de calor uniforme.

Os resultados para este teste numérico foram obtidos através de uma malha uniforme nas duas direções, com  $(70 \times 150)$  pontos nodais respectivamente nas direções transversal e longitudinal das placas. Os resultados obtidos numericamente e os resultados provenientes da literatura para o número de Nusselt local baseado no diâmetro hidráulico entre as placas estão apresentados na Figura 4.9. Ambos os resultados convergiram para o mesmo valor e possuíram uma divergência máxima de 1,1%.



**Figura 4.9.** Número de Nusselt local analítico e experimental.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 Introdução

Os resultados apresentados neste Capítulo englobam as medidas experimentais e simulações numéricas efetuadas com dois aquecedores montados na parede inferior de um duto retangular.

Primeiramente, testes experimentais foram efetuados com um aquecedor ativo por vez no duto para dois substratos distintos, de acrílico e de alumínio. A temperatura do aquecedor ativo foi mantida uniforme em torno de 40°C para metade dos testes e em torno de 50°C para a outra metade, através do controle manual da potência elétrica dissipada no aquecedor. A potência necessária aumentava com a vazão de ar no duto ( $\dot{m}$ ) e com a diferença entre a temperatura do aquecedor ( $T_s$ ) e a temperatura de entrada do ar ( $T_0$ ) no duto. Em todos os testes, os três termopares instalados em cada aquecedor indicaram uma temperatura uniforme. Os testes com o aquecedor a montante (1) ativo foram realizados para avaliar os coeficientes conjugados da primeira coluna da matriz  $G^+$ ,  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$ , enquanto os testes com o aquecedor a jusante (2) ativo foram utilizados para obter os coeficientes da segunda coluna,  $g_{12}^+$  e  $g_{22}^+$ .

Após a determinação dos coeficientes conjugados, testes adicionais foram efetuados com os dois aquecedores ativos em cada substrato, com o objetivo de comparar as medidas de temperatura de cada aquecedor com as previsões fornecidas pela Equação 2.11.

Complementando os testes experimentais, foram efetuadas simulações numéricas descritas no Capítulo 4, considerando um aquecedor ativo por vez, no pacote computacional PHOENICS. As simulações foram feitas para três substratos distintos: adiabático, acrílico e alumínio. Os casos simulados com o substrato adiabático foram utilizados para avaliar o número de Nusselt adiabático, enquanto os casos simulados para os dois substratos de materiais condutivos avaliaram os coeficientes conjugados.

## 5.2 Apresentação e análise dos resultados

### 5.2.1 Substrato de acrílico

Os testes realizados com esse substrato serviram para avaliar tanto o número de Nusselt adiabático quanto a matriz de coeficientes conjugados para os dois aquecedores da montagem. Onze testes experimentais foram efetuados para o aquecedor 1 ativo e treze testes para o aquecedor 2 ativo. Os testes foram realizados em uma faixa do número de Reynolds de 2200 a 6200, correspondendo a uma faixa da velocidade média do escoamento de ar no duto ( $U_m$ ) entre 1,08 m/s e 2,93 m/s.

Os valores experimentais obtidos para o aquecedor 1 ativo montado no substrato de acrílico estão na Tabela 5.1. As medidas efetuadas forneceram a temperatura de entrada do ar no duto ( $T_0$ ), a temperatura do aquecedor 1 ( $T_{s1}$ ), a temperatura do aquecedor 2 ( $T_{s2}$ ), a diferença de pressão entre as duas câmaras da caixa Plenum ( $\Delta P_{12} = (P_1 - P_2)$ ), a diferença de pressão entre o ambiente e a câmara 1 ( $\Delta P_{a1} = (P_{at} - P_1)$ ), a pressão atmosférica  $P_{at}$  e a potência elétrica dissipada pelo aquecedor 1 ativo ( $q_{aq1}$ ).

**Tabela 5.1.** Medidas obtidas com o aquecedor 1 ativo – substrato de acrílico.

Teste	$T_0$ [°C]	$T_{s1}$ [°C]	$T_{s2}$ [°C]	$\Delta P_{12}$ [Pa]	$\Delta P_{a1}$ [Pa]	$P_{at}$ [Pa]	$q_{aq1}$ [W]
1	24,0	50,4	28,6	1005,7	4,9	94400	4,52
2	27,1	40,1	29,3	806,5	4,9	94350	2,09
3	24,7	50,9	29,6	641,7	4,9	94650	3,78
4	27,4	40,4	29,8	507,3	4,9	94600	1,73
5	27,9	50,2	32,2	410,5	4,9	94100	2,74
6	28,1	40,5	30,7	324,5	4,9	93900	1,43
7	27,8	50,1	33,2	260,0	4,9	94250	2,38
8	27,4	40,1	30,7	203,3	4,9	94600	1,27
9	27,4	49,6	33,6	165,2	4,9	94550	2,11
10	25,3	50,4	33,7	159,3	4,9	94500	2,18
11	24,0	40,2	29,3	133,0	4,9	94450	1,35

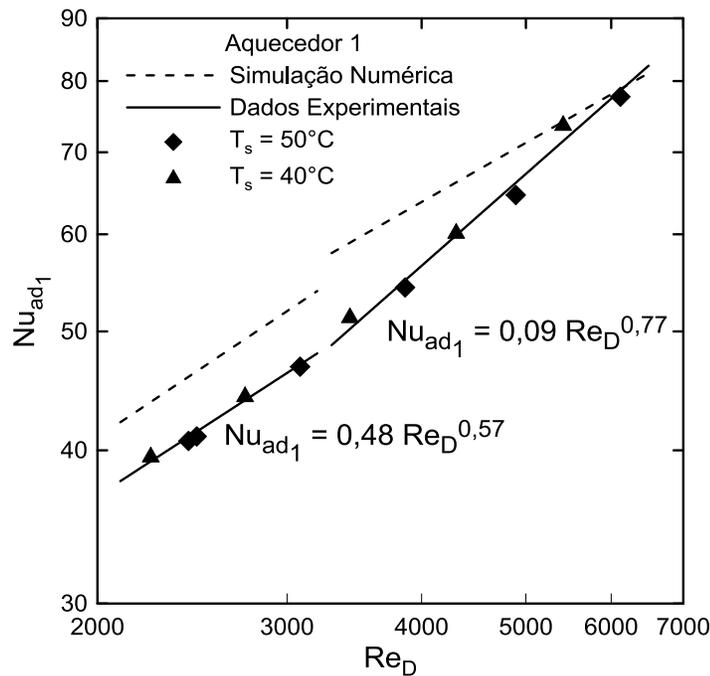
A partir das medidas efetuadas em regime permanente para cada teste, balanços de energia nos aquecedores e no duto possibilitaram uma avaliação das perdas térmicas conforme apresentado no Apêndice C. Foram obtidas assim as taxas de transferência de calor por convecção ( $q_{cv}$ ) conforme a Equação 3.3. Para testes com temperaturas similares do aquecedor ativo, as perdas térmicas foram próximas entre si, mas o seu valor relativo à potência elétrica dissipada diminuía com o aumento do número de Reynolds no duto. Isso ocorria porque para manter a temperatura do aquecedor ativo, a potência elétrica dissipada aumentava com a vazão de ar. As avaliações efetuadas indicaram que as perdas térmicas do aquecedor ativo por condução são as mais significativas, representando aproximadamente 77% do total ( $q_{pt}$ ).

Os resultados obtidos com o aquecedor 1 ativo no substrato de acrílico indicaram que a convecção térmica variou entre 87% e 92% da potência elétrica dissipada no aquecedor. Os resultados para as perdas térmicas, o número de Reynolds no duto e o número de Nusselt adiabático para esse aquecedor estão indicados na Tabela 5.2. A análise de incertezas feita para o número de Nusselt adiabático nesses testes indicou um valor entre 6% para o maior número de Reynolds e 7% para o menor valor. A análise de incerteza da vazão mássica do escoamento resultou em uma incerteza do número de Reynolds entre 5% e 6% para todos os testes.

**Tabela 5.2.** Perdas térmicas do aquecedor 1 ativo.

Teste	$Re_D$	$q_{aq1}$ [W]	$q_{cd}$ [W]	$q_{rd}$ [W]	$q_f$ [W]	$q_{pt}$ [W]	$q_{cv}$ [W]	$q_{cv}/q_{aq1}$	$Nu_{ad1}$
1	6119	4,52	0,291	0,066	0,010	0,367	4,15	0,92	77,72
2	5415	2,09	0,137	0,031	0,005	0,173	1,92	0,92	73,64
3	4894	3,78	0,268	0,066	0,010	0,343	3,44	0,91	64,62
4	4307	1,73	0,127	0,031	0,005	0,163	1,57	0,91	60,14
5	3861	2,74	0,209	0,056	0,008	0,274	2,47	0,90	54,33
6	3431	1,43	0,119	0,030	0,005	0,154	1,28	0,89	51,33
7	3085	2,38	0,190	0,056	0,008	0,255	2,12	0,89	46,82
8	2742	1,27	0,110	0,030	0,005	0,145	1,13	0,89	44,25
9	2473	2,11	0,199	0,055	0,008	0,262	1,84	0,88	41,08
10	2430	2,18	0,208	0,058	0,008	0,274	1,91	0,87	40,73
11	2242	1,35	0,135	0,035	0,005	0,175	1,18	0,87	39,52

Considerando as propriedades do ar na temperatura média entre a entrada do duto e a superfície do aquecedor, o seu número de Prandtl em todos os testes indicados variou entre 0,7043 e 0,7058. Desse modo, ele foi considerado constante, com um valor médio  $Pr = 0,705$ . Os resultados experimentais para o número de Nusselt adiabático foram correlacionados então com o número de Reynolds do escoamento no duto ( $Re_D$ ) na forma de uma lei de potência, como apresentado na Figura 5.1. Os pontos experimentais foram separados em dois grupos com diferentes inclinações, indicando uma mudança do regime laminar para o turbulento. A literatura (TOSUM *et al*, 1988) indica que a transição de regime para um duto sem obstáculos como os aquecedores protuberantes deste trabalho e com razão de aspecto igual a 8, deve ocorrer para  $Re_D \approx 2500$ .



**Figura 5.1.** Número de Nusselt – aquecedor 1 ativo.

As maiores diferenças dos pontos experimentais em relação às correlações indicadas na Figura 5.1 foram de 2,9% para o regime laminar e de 1,2% para o regime turbulento. Nessa figura também estão apresentados os resultados numéricos obtidos a partir das simulações numéricas realizadas com um substrato adiabático e com as idealizações apresentadas no Capítulo 4. No regime laminar, as simulações proporcionaram resultados com inclinação similar aos resultados experimentais, porém com valores superiores a estes. A diferença entre os resultados experimentais e numéricos nessa faixa variou entre 6% e 10%. No regime turbulento, a inclinação da curva associada aos resultados numéricos foi menor do que aquela associada aos resultados experimentais, de modo que as duas linhas de resultados cruzam no maior valor do número de Reynolds. A diferença entre os resultados experimentais e numéricos nessa faixa variou entre 1% e 12%. Nos dois regimes, as diferenças foram maiores na região de transição, onde não se tem uma correlação exatamente definida.

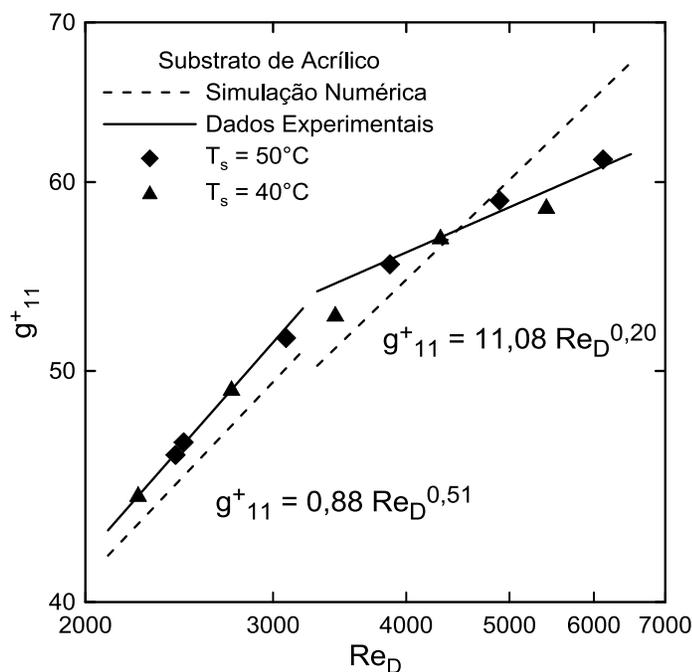
Os coeficientes conjugados  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  foram obtidos a partir dos testes experimentais utilizados para obter os valores de  $Nu_{ad1}$ . As taxa de perda de calor do aquecedor pelo mecanismo conjugado de convecção forçada-condução ( $q_{cj}$ ) foram avaliadas por um novo balanço de energia indicado no Apêndice D. Nesse balanço, as perdas térmicas do aquecedor ativo por radiação ( $q_{rd}$ ) e condução através dos fios conectados ( $q_f$ ) foram somadas às perdas pelo isolante que envolvia o duto ( $q_{is}$ ) e subtraídas da potência dissipada ( $q_{aq}$ ). Suas estimativas estão apresentadas na Tabela 5.3, indicando que as perdas térmicas através do isolante foram 55% do total ( $q_{pc}$ ), enquanto que a fração das perdas por radiação térmica do aquecedor foi em torno de 40%.

Na tabela 5.3, as frações ( $q_{cj}/q_{aq}$ ) variaram entre 93% e 97% e os coeficientes conjugados  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  foram obtidos respectivamente como indicado nas Equações 2.9 e 2.10. A análise de incertezas efetuada para o coeficiente conjugado  $g_{11}^+$  indicou um valor de 3% correspondente ao maior número de Reynolds e 5% correspondente ao menor número de Reynolds. Para o coeficiente conjugado  $g_{21}^+$ , os valores de maior incerteza ocorreram para os testes efetuados com a temperatura do aquecedor em torno de 40°C, cerca de 11%, enquanto que para os testes efetuados com a temperatura do aquecedor em torno de 50°C, a incerteza foi de 7%. Esse aumento foi essencialmente devido à incerteza das medidas de temperatura dos aquecedores e do ar na entrada do duto, estimadas em 0,2°C.

**Tabela 5.3.** Coeficientes conjugados  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  – substrato de acrílico.

Teste	$Re_D$	$q_{aq1}$ [W]	$q_{rd}$ [W]	$q_f$ [W]	$q_{is}$ [W]	$q_{pc}$ [W]	$q_{cj}$ [W]	$q_{cj}/q_{aq1}$	$g_{11}^+$	$g_{21}^+$
1	6119	4,52	0,066	0,010	0,077	0,152	4,37	0,97	61,34	10,69
2	5415	2,09	0,031	0,005	0,044	0,080	2,01	0,96	58,50	9,90
3	4894	3,78	0,066	0,010	0,088	0,163	3,62	0,96	58,95	11,01
4	4307	1,73	0,031	0,005	0,045	0,082	1,65	0,95	56,81	10,49
5	3861	2,74	0,056	0,008	0,073	0,137	2,60	0,95	55,43	10,69
6	3431	1,43	0,030	0,005	0,045	0,079	1,35	0,94	52,72	11,06
7	3085	2,38	0,056	0,008	0,083	0,147	2,23	0,94	51,63	12,50
8	2742	1,27	0,030	0,005	0,049	0,084	1,19	0,93	49,07	12,75
9	2473	2,11	0,055	0,008	0,084	0,147	1,96	0,93	46,68	12,88
10	2430	2,18	0,058	0,008	0,086	0,152	2,03	0,93	46,12	12,63
11	2242	1,35	0,035	0,005	0,057	0,098	1,25	0,93	44,30	11,89

Os resultados experimentais para os coeficientes conjugados  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  foram correlacionados com o número de Reynolds ( $Re_D$ ) na forma de uma lei de potência para duas regiões distintas de acordo com o regime considerado do escoamento, como apresentado respectivamente nas Figuras 5.2 e 5.3.

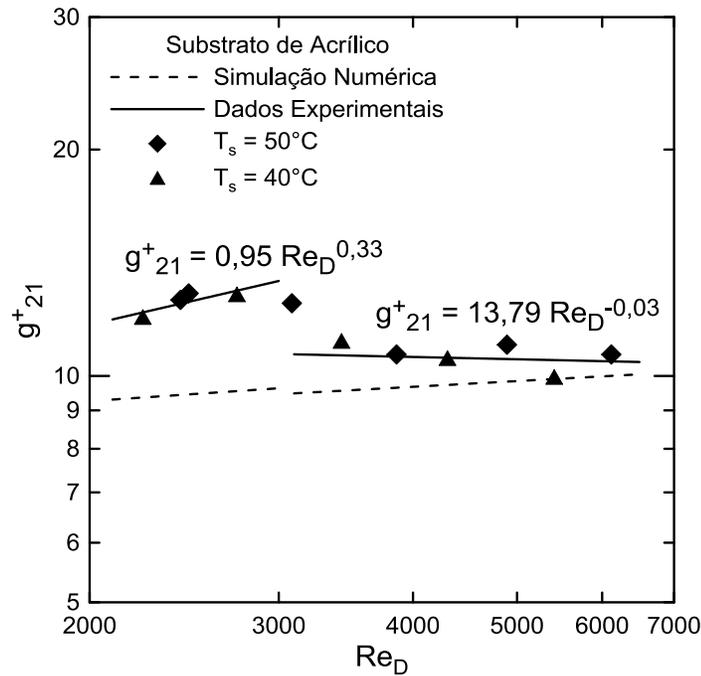


**Figura 5.2.** Coeficiente conjugado  $g_{11}^+$  – substrato de acrílico.

O maior desvio relativo dos resultados experimentais para o coeficiente  $g_{11}^+$  com as correlações indicadas foi em torno de 1% para o regime laminar e 2% para o regime turbulento. Para o coeficiente  $g_{21}^+$  o desvio relativo dos resultados experimentais com as respectivas correlações tanto no regime laminar quanto no regime turbulento ficou em torno de 6%, exceto para um ponto da região de transição no qual o desvio foi de 8%.

Os valores experimentais obtidos para o coeficiente  $g_{11}^+$  variaram entre 44 e 62 na faixa investigada de  $Re_D$ , apresentando um crescimento monotônico com o número de Reynolds. No entanto, os valores obtidos para o coeficiente  $g_{21}^+$  apresentaram um comportamento distinto, variando entre 9 e 13 na faixa investigada do número de Reynolds do duto. Os resultados experimentais da Figura 5.3 indicam uma queda pronunciada do coeficiente  $g_{21}^+$  na transição do regime laminar ao turbulento na faixa investigada do número de Reynolds do duto. Essa queda pode ser associada ao aumento da difusividade do escoamento que se torna turbulento, causando uma maior uniformidade da temperatura do escoamento a jusante do aquecedor ativo. Na montagem com o substrato de acrílico, a temperatura do aquecedor inativo 2 é determinada principalmente pelo perfil de temperatura do escoamento a jusante do aquecedor 1. Quando esse perfil torna-se mais uniforme por efeito da mistura turbulenta mencionada, a temperatura do aquecedor 2 diminui, causando uma redução do coeficiente  $g_{21}^+$ , de acordo com a Equação 2.10.

Os resultados numéricos correspondentes para os coeficientes  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  também estão apresentados respectivamente nas Figuras 5.2 e 5.3. Na região de escoamento laminar os resultados numéricos para o coeficiente  $g_{11}^+$  aproximam-se dos resultados experimentais, com inclinações semelhantes, porém com valores cerca de 3% inferiores. No regime turbulento, os resultados numéricos apresentaram inclinação mais elevada do que os resultados experimentais, implicando em uma diferença de 7% para o maior valor do número de Reynolds obtido experimentalmente. Para o coeficiente conjugado  $g_{21}^+$  os resultados numéricos apresentaram uma discrepância de 24% em relação aos resultados experimentais na faixa de regime laminar, enquanto que no regime turbulento essa discrepância ficou em torno de 8%.



**Figura 5.3.** Coeficiente conjugado  $g_{21}^+$  – substrato de acrílico.

Treze testes foram efetuados mantendo o aquecedor 2 ativo, com o objetivo de determinar o número de Nusselt adiabático e os coeficientes conjugados  $g_{22}^+$  e  $g_{12}^+$  para o substrato de acrílico. Os valores experimentais obtidos com o aquecedor 2 ativo estão na Tabela 5.4.

**Tabela 5.4.** Medidas obtidas com o aquecedor 2 ativo – substrato de acrílico.

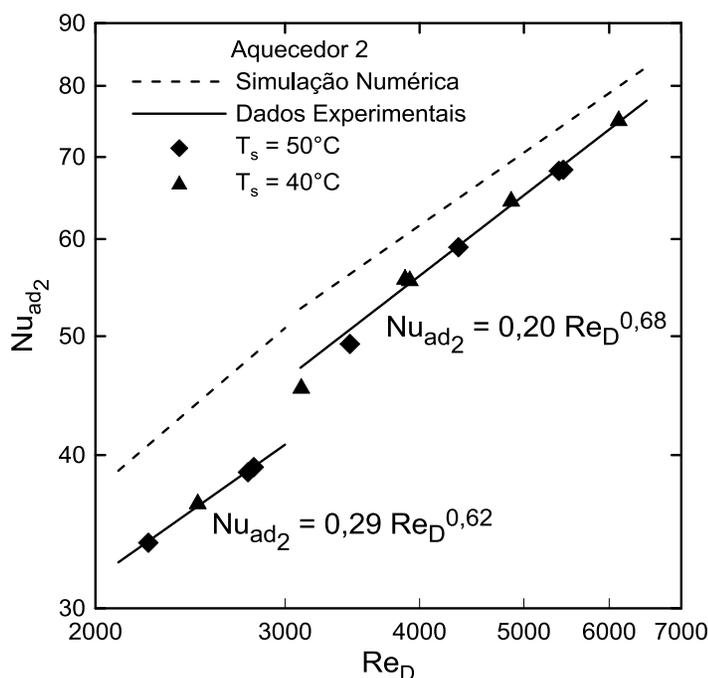
Teste	$T_0$ [°C]	$T_{s1}$ [°C]	$T_{s2}$ [°C]	$\Delta P_{12}$ [Pa]	$\Delta P_{al}$ [Pa]	$P_{at}$ [Pa]	$q_{aq2}$ [W]
1	24,5	24,5	40,1	1009,5	4,9	94550	2,56
2	26,0	26,0	49,8	807,7	4,9	94200	3,64
3	27,6	27,6	50,0	801,5	4,9	94400	3,42
4	25,3	25,3	40,0	637,7	4,9	94650	2,09
5	26,9	27,0	49,8	516,2	4,9	94300	3,05
6	25,1	25,2	40,8	411,8	4,9	94300	1,94
7	27,2	27,2	39,7	411,5	4,9	94100	1,55
8	27,7	27,8	50,6	327,4	4,9	93600	2,58
9	27,0	27,0	39,7	263,0	4,9	93800	1,30
10	26,5	26,7	50,7	212,2	4,9	94250	2,20
11	26,5	26,6	49,9	206,3	4,9	94500	2,11
12	25,4	25,5	40,1	164,3	4,9	94600	1,23
13	25,2	25,3	49,9	133,0	4,9	94200	1,97

As perdas térmicas foram avaliadas de forma semelhante ao caso anterior para cada teste e os resultados estão indicados na Tabela 5.5. As taxas de perda de calor do aquecedor por condução ( $q_{cd}$ ), radiação ( $q_{rd}$ ) e pelos fios de conexão ( $q_f$ ) foram somadas ( $q_{pt}$ ) e subtraídas da potência elétrica dissipada no aquecedor ( $q_{aq2}$ ). O resultado desse balanço de energia foi a estimativa da taxa de perda de calor por convecção ( $q_{cv}$ ) do aquecedor 2 para o escoamento de ar. O número de Nusselt foi então avaliado, conforme a Equação 3.4. As perdas térmicas por condução da face inferior do aquecedor para o substrato foram estimadas em torno de 77% do total de perdas, enquanto que as perdas devido à radiação das faces expostas do aquecedor representaram cerca de 20%. Neste caso, a participação da convecção térmica no resfriamento do aquecedor variou entre 86% e 91% da potência elétrica dissipada no aquecedor 2.

Os resultados experimentais para o número de Nusselt adiabático com o aquecedor 2 ativo estão indicados na Tabela 5.5. Nesses testes o número de Prandtl variou em uma faixa entre 0,7043 e 0,7059. Dessa forma, ele foi considerado constante, com um valor médio de 0,7051. Os resultados para o número de Nusselt adiabático foram então correlacionados com o número de Reynolds de acordo com o regime de escoamento conforme indicado na Figura 5.4. A análise de incerteza para esse coeficiente indicou valores entre 6,2% e 7,1%.

**Tabela 5.5.** Perdas térmicas do aquecedor 2 ativo.

Teste	$Re_D$	$q_{aq2}$ [W]	$q_{cd}$ [W]	$q_{rd}$ [W]	$q_f$ [W]	$q_{pt}$ [W]	$q_{cv}$ [W]	$q_{cv}/q_{aq2}$	$Nu_{ad2}$
1	6123	2,56	0,180	0,038	0,006	0,223	2,33	0,91	74,96
2	5440	3,64	0,266	0,060	0,009	0,335	3,30	0,91	68,37
3	5389	3,42	0,250	0,057	0,008	0,316	3,11	0,91	68,23
4	4866	2,09	0,157	0,035	0,005	0,198	1,89	0,91	64,44
5	4347	3,05	0,237	0,058	0,008	0,303	2,75	0,90	59,12
6	3917	1,94	0,155	0,038	0,006	0,199	1,74	0,90	55,51
7	3878	1,55	0,123	0,030	0,005	0,158	1,39	0,90	55,67
8	3447	2,58	0,217	0,059	0,008	0,284	2,30	0,89	49,30
9	3106	1,30	0,114	0,031	0,005	0,150	1,15	0,89	45,36
10	2806	2,20	0,206	0,061	0,009	0,276	1,92	0,87	39,12
11	2771	2,11	0,198	0,059	0,009	0,265	1,84	0,87	38,75
12	2489	1,23	0,118	0,035	0,005	0,159	1,07	0,87	36,52
13	2240	1,97	0,197	0,062	0,009	0,268	1,70	0,86	33,94



**Figura 5.4.** Número de Nusselt – aquecedor 2 ativo.

Nos regimes laminar e turbulento, o desvio relativo entre os resultados experimentais e as correlações apresentadas na Figura 5.4 foi igual a 1%. Na região de transição, o maior desvio relativo foi igual a 4%.

Na figura 5.4 também estão apresentados os resultados numéricos obtidos para o mesmo caso, utilizando porém um substrato adiabático. Eles são superiores aos dados experimentais, com inclinação similar na faixa do regime turbulento e ligeiramente maior na faixa do regime laminar. A diferença entre os resultados experimentais e numéricos ficou entre 7% e 10% no regime turbulento e entre 19% e 22% no regime laminar.

Nos testes efetuados, o resfriamento conjugado por convecção forçada-condução do aquecedor 2 variou entre 92% a 97% da potência elétrica dissipada e o coeficiente conjugado  $g_{22}^+$  obtido está apresentado na Tabela 5.6. A incerteza desse coeficiente variou entre 3,4% e 4,9% respectivamente para o maior e o menor número de Reynolds. Os resultados experimentais também foram agrupados em duas regiões distintas associados ao regime do escoamento. As correlações experimentais obtidas com o número de Reynolds estão apresentadas na Figura 5.5.

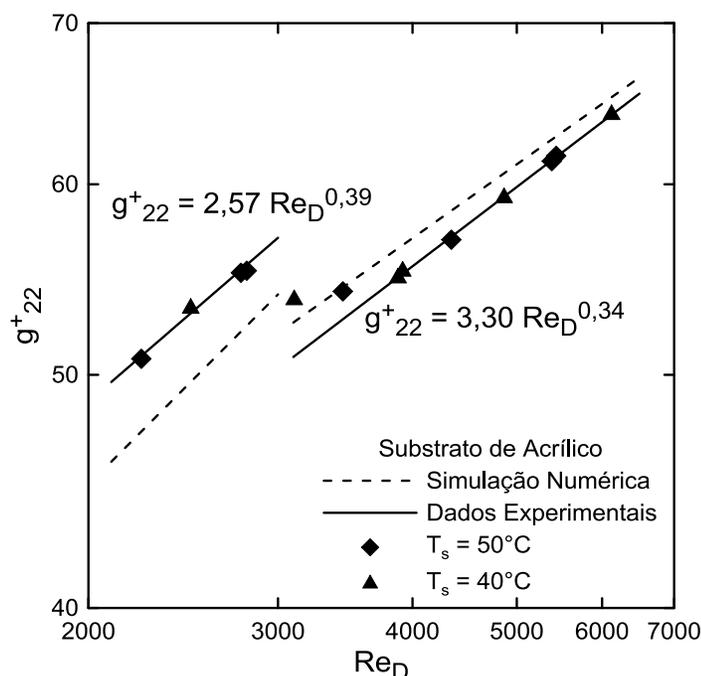
O maior desvio relativo dos resultados experimentais com estas correlações foi em torno de 1% em ambos os regimes, laminar e turbulento, sendo em torno de 5% para os pontos da faixa de transição.

Os valores experimentais obtidos para o coeficiente  $g_{22}^+$  variaram entre 50 e 64 na faixa investigada do número de Reynolds. Os resultados numéricos para o coeficiente conjugado  $g_{22}^+$  utilizando o mesmo material de substrato dos testes experimentais também estão apresentados na Figura 5.5. Na região laminar, os resultados numéricos obtidos foram inferiores aos dados experimentais com desvio relativo de 3% e o oposto ocorreu na região de regime turbulento, onde o desvio ficou em 6%. Em ambos os regimes, os resultados numéricos apresentaram inclinações próximas aos resultados experimentais.

Os valores obtidos para o coeficiente  $g_{12}^+$  não foram mensuráveis, eles foram praticamente nulos, uma vez que o substrato de acrílico é pouco condutivo e o sentido do escoamento não favorece a transferência de calor para o aquecedor a montante do aquecedor 2 ativo.

**Tabela 5.6.** Coeficiente conjugado  $g_{22}^+$  – substrato de acrílico.

Teste	$Re_D$	$q_{aq2}$ [W]	$q_{rd}$ [W]	$q_f$ [W]	$q_{is}$ [W]	$q_{pc}$ [W]	$q_{cj}$ [W]	$q_{cj}/q_{aq2}$	$g_{22}^+$
1	6123	2,56	0,038	0,006	0,042	0,086	2,47	0,97	64,15
2	5440	3,64	0,060	0,009	0,066	0,135	3,50	0,96	61,67
3	5389	3,42	0,057	0,008	0,065	0,130	3,29	0,96	61,36
4	4866	2,09	0,035	0,005	0,041	0,082	2,01	0,96	59,24
5	4347	3,05	0,058	0,008	0,064	0,130	2,92	0,96	56,91
6	3917	1,94	0,038	0,006	0,046	0,090	1,85	0,95	55,22
7	3878	1,55	0,030	0,005	0,040	0,075	1,48	0,95	54,86
8	3447	2,58	0,059	0,008	0,075	0,142	2,44	0,95	54,17
9	3106	1,30	0,031	0,005	0,041	0,076	1,23	0,94	53,73
10	2806	2,20	0,061	0,009	0,078	0,149	2,05	0,93	55,25
11	2771	2,11	0,059	0,009	0,075	0,143	1,96	0,93	55,14
12	2489	1,23	0,035	0,005	0,049	0,089	1,14	0,93	53,29
13	2240	1,97	0,062	0,009	0,084	0,155	1,81	0,92	50,78



**Figura 5.5.** Coeficiente conjugado  $g_{22}^+$  – substrato de acrílico.

Após determinar todas as correlações para os coeficientes conjugados que compõem a matriz  $G^+$  para o substrato de acrílico foram realizados quatro testes experimentais adicionais com os dois aquecedores ativos com a finalidade de comparar as temperaturas medidas em cada aquecedor com as temperaturas estimadas através da Equação 2.11 com os coeficientes conjugados avaliados através das correlações indicadas nos gráficos. Os resultados obtidos para o número de Reynolds do duto, a taxa de transferência de calor conjugada de cada aquecedor e suas respectivas temperaturas estão apresentados na Tabela 5.7.

**Tabela 5.7.** Comparação entre os resultados – substrato de acrílico.

$Re_D$	Experimental				Correlação	
	$q_{ci1}$ [W]	$q_{ci2}$ [W]	$T_{s1}$ [°C]	$T_{s2}$ [°C]	$T_{s1}$ [°C]	$T_{s2}$ [°C]
2732	1,87	1,21	50,0	50,0	49,8	49,5
3808	1,19	2,16	39,4	49,5	39,3	49,4
4776	1,51	1,51	40,1	42,3	40,2	42,3
6039	3,64	1,38	50,3	41,1	50,4	41,0

O maior desvio relativo dos resultados experimentais para a temperatura do aquecedor 1 foi em torno de 0,5% e para o aquecedor 2 em torno de 1%. Os resultados indicam a invariância dos coeficientes conjugados em relação à potência dissipada em cada aquecedor e a sua utilidade na previsão da temperatura dos aquecedores.

### 5.2.2 Substrato de alumínio

No caso do substrato de alumínio somente a matriz de coeficientes conjugados foi avaliada. A obtenção experimental do número de Nusselt adiabático para esse substrato possuiria uma incerteza muito elevada devido à considerável participação da condução térmica no resfriamento dos aquecedores. Os testes experimentais foram efetuados utilizando um aquecedor ativo por vez em uma faixa do número de Reynolds de 1600 a 6400, correspondendo a uma faixa da velocidade média do escoamento de ar no duto entre 0,8 m/s e 3,0 m/s. Os valores experimentais obtidos com o aquecedor 1 ativo montado no substrato de alumínio estão indicados na Tabela 5.8.

**Tabela 5.8.** Medidas obtidas com o aquecedor 1 ativo– substrato de alumínio.

Teste	$T_0$ [°C]	$T_{s1}$ [°C]	$T_{s2}$ [°C]	$\Delta P_{12}$ [Pa]	$\Delta P_{a1}$ [Pa]	$P_{at}$ [Pa]	$q_{aq1}$ [W]
1	21,7	49,9	39,8	1083,6	4,9	94700	19,95
2	21,8	40,8	34,4	786,0	4,9	94550	12,37
3	21,7	50,2	41,3	590,3	4,9	95250	17,08
4	21,7	40,4	35,0	446,4	4,9	95450	10,46
5	22,3	49,9	42,6	332,8	4,9	95100	14,08
6	22,2	39,5	35,3	245,7	4,9	94900	8,27
7	22,6	39,8	35,6	244,7	4,9	94850	8,15
8	22,1	50,3	43,9	181,1	4,9	95150	12,24
9	22,5	50,3	44,0	180,1	4,9	94850	12,09
10	22,1	40,0	36,1	133,1	4,9	95250	7,50
11	21,5	50,3	44,2	99,8	4,9	94750	11,41
12	21,9	39,9	36,3	75,4	4,9	95150	6,83

Comparativamente, a potência elétrica dissipada pelo aquecedor 1 ativo no substrato de alumínio foi cerca de cinco vezes maior do que aquela no substrato de acrílico. Isso se deve ao aumento da condução através do contato aquecedor-substrato de alumínio. Como a taxa de transferência de calor por efeito conjugado é maior, os coeficientes conjugados possuem valores inferiores para o substrato mais condutivo, já que esses coeficientes são inversamente proporcionais a essa taxa, como indicado nas Equações 2.9 e 2.10.

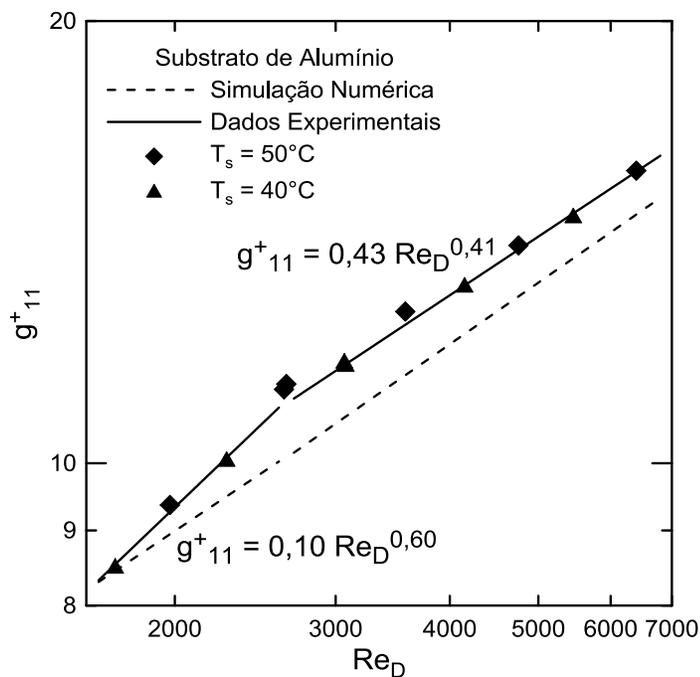
A taxa de transferência de calor por efeito conjugado convecção forçada-condução ( $q_{cj}$ ) no substrato de alumínio foi avaliada conforme indicado no Apêndice D, subtraindo as perdas térmicas da potência elétrica dissipada ( $q_{aq}$ ) pelo aquecedor ativo. Estas perdas incluíam a radiação térmica das faces expostas dos aquecedores e da face exposta do substrato ( $q_{rd}$ ), a condução através dos fios de potência e termopares ( $q_f$ ) e as perdas através da camada de isolante que envolvia o duto ( $q_{is}$ ). As estimativas dessas perdas estão apresentadas na Tabela 5.9, indicando que as perdas térmicas por radiação representaram cerca de 80% do total ( $q_{pc}$ ) enquanto que as perdas térmicas através do isolante foram cerca de 20%.

**Tabela 5.9.** Coeficientes conjugados  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  – substrato de alumínio.

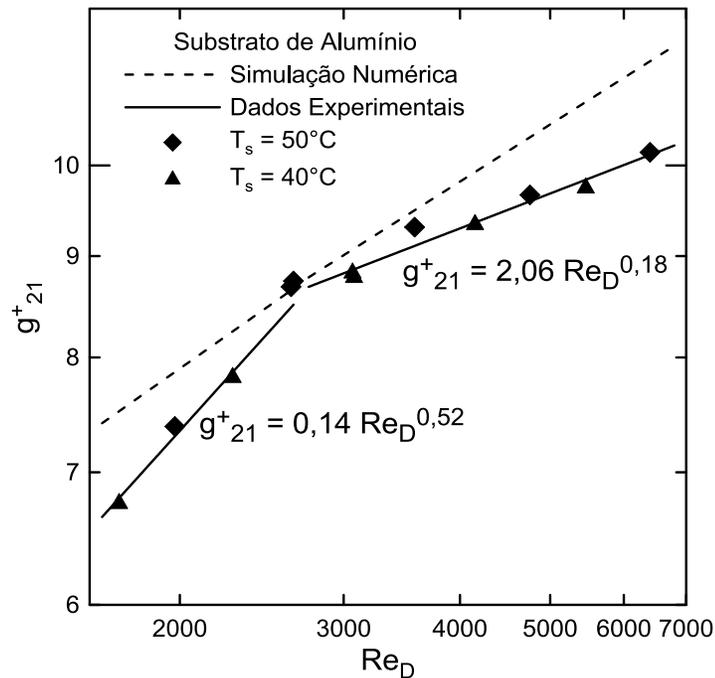
Teste	$Re_D$	$q_{aq1}$ [W]	$q_{rd}$ [W]	$q_f$ [W]	$q_{is}$ [W]	$q_{pc}$ [W]	$q_{cj}$ [W]	$q_{cj}/q_{aq1}$	$g_{11}^+$	$g_{21}^+$
1	6394	19,95	0,888	0,004	0,221	1,114	18,83	0,94	15,83	10,16
2	5457	12,37	0,566	0,003	0,143	0,713	11,65	0,94	14,69	9,74
3	4752	17,08	0,957	0,004	0,239	1,201	15,88	0,93	14,08	9,67
4	4149	10,46	0,587	0,003	0,151	0,741	9,72	0,93	13,18	9,34
5	3574	14,08	0,981	0,004	0,246	1,231	12,85	0,91	12,69	9,31
6	3076	8,27	0,571	0,003	0,146	0,720	7,55	0,91	11,64	8,78
7	3065	8,15	0,566	0,003	0,148	0,716	7,44	0,91	11,70	8,83
8	2648	12,24	1,057	0,004	0,268	1,329	10,91	0,89	11,33	8,75
9	2632	12,09	1,044	0,004	0,264	1,312	10,78	0,89	11,23	8,69
10	2278	7,50	0,618	0,003	0,161	0,782	6,72	0,90	10,03	7,82
11	1974	11,41	1,103	0,004	0,281	1,388	10,02	0,88	9,37	7,39
12	1720	6,83	0,627	0,003	0,166	0,795	6,037	0,88	8,48	6,75

A taxa de transferência de calor conjugada do aquecedor 1 ativo variou entre 88% a 94% da potência elétrica dissipada, sendo cerca de 70% devido à condução térmica através do substrato. A partir da taxa de resfriamento conjugado de cada teste, os coeficientes conjugados  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  foram obtidos para o substrato de alumínio e estão indicados na Tabela 5.9. A análise de incertezas para esses coeficientes indicou um valor entre 3,5% para o maior número de Reynolds e 6% para o menor valor. Os resultados experimentais foram relacionados com o número de Reynolds na forma de uma lei de potência para duas regiões distintas de acordo com o regime considerado do escoamento, como apresentado respectivamente nas Figuras 5.6 e 5.7. O maior desvio relativo dos resultados experimentais para os coeficientes  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  com relação às correlações foi em torno de 2% tanto para o regime laminar quanto para o regime turbulento.

Os valores obtidos para o coeficiente  $g_{11}^+$  variaram entre 8 e 16, e os valores para o coeficiente  $g_{21}^+$  variaram entre 6 e 11 na faixa investigada do número de Reynolds. Ambos apresentaram um crescimento monotônico com o número de Reynolds no duto. Os resultados correspondentes das simulações numéricas para os coeficientes  $g_{11}^+$  e  $g_{21}^+$  também estão apresentados respectivamente nas Figuras 5.6 e 5.7.



**Figura 5.6.** Coeficiente conjugado  $g_{11}^+$  – substrato de alumínio.



**Figura 5.7.** Coeficiente conjugado  $g_{21}^+$  – substrato de alumínio.

Os resultados numéricos para o coeficiente conjugado  $g_{11}^+$  foram inferiores aos valores experimentais, além de não apresentarem claramente uma mudança de inclinação entre os regimes laminar e turbulento. Na região do regime laminar, os resultados numéricos cruzaram os dados experimentais no menor valor do número de Reynolds, possuindo nessa faixa um desvio relativo entre os resultados numéricos e experimentais entre 1% e 10%. Na região do regime turbulento esse desvio variou entre 6% e 10%.

No caso do coeficiente conjugado  $g_{21}^+$ , os resultados numéricos foram superiores aos dados experimentais e também não demonstraram uma mudança clara de inclinação entre os regimes laminar e turbulento, como indicado pelos resultados experimentais. Na região do regime laminar, os resultados numéricos se aproximaram dos valores experimentais à medida que o número de Reynolds aumentava e o oposto ocorreu na região do regime turbulento. Em ambos os regimes o desvio relativo entre os resultados numéricos e os dados experimentais variou entre 2% de 11%.

Após os testes com o aquecedor 1 ativo, onze testes adicionais foram efetuados com o aquecedor 2 ativo. O objetivo destes testes foi determinar os coeficientes conjugados  $g_{12}^+$  e  $g_{22}^+$  para o substrato de alumínio. A potência elétrica dissipada no aquecedor 2 ativo no substrato de alumínio também foi maior que no caso do substrato de acrílico, devido à considerável participação da condução térmica no resfriamento conjugado dos aquecedores. Os valores experimentais obtidos para o aquecedor 2 ativo estão apresentados na Tabela 5.10.

A partir das medidas efetuadas, as perdas térmicas para regiões fora do escoamento foram avaliadas para cada teste, assim como a taxa de resfriamento conjugado ( $q_{cj}$ ). As perdas térmicas devido à radiação através das faces expostas dos aquecedores e do substrato foram estimadas em torno de 78%, enquanto as perdas através do isolante representaram cerca de 20% do total de perdas. A partir da taxa de resfriamento conjugado foi possível determinar os coeficientes conjugados,  $g_{12}^+$  e  $g_{22}^+$  para o substrato de alumínio, como indicado na Tabela 5.11.

Neste caso, a participação da transferência de calor conjugada no resfriamento do aquecedor 2 variou entre 86% a 94% da potência elétrica dissipada, sendo cerca de 73% devido à condução de calor através do substrato. A análise de incerteza feita para os coeficientes conjugados  $g_{12}^+$  e  $g_{22}^+$  indicou valores entre 4% para o maior número de Reynolds e 7% para o menor.

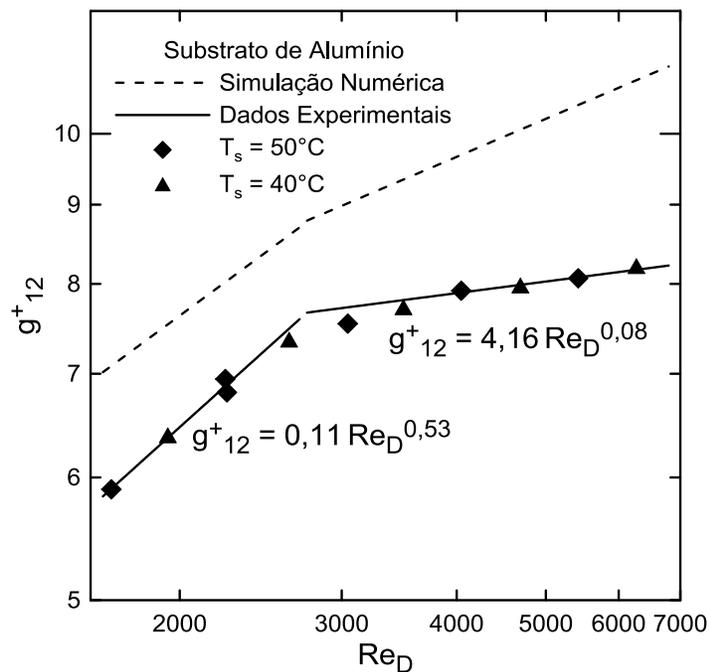
**Tabela 5.10.** Medidas efetuadas para o aquecedor 2 ativo – substrato de alumínio.

Teste	$T_0$ [°C]	$T_{s1}$ [°C]	$T_{s2}$ [°C]	$\Delta P_{12}$ [Pa]	$\Delta P_{a1}$ [Pa]	$P_{at}$ [Pa]	$q_{aq2}$ [W]
1	25,1	33,8	39,9	1071,0	4,9	94450	11,84
2	24,8	40,1	49,8	794,3	4,9	94750	18,36
3	25,2	34,7	40,0	595,6	4,9	94400	10,04
4	24,8	41,7	50,2	441,1	4,9	94450	15,76
5	24,9	35,4	40,1	328,7	4,9	94450	8,76
6	22,2	41,9	50,1	240,8	4,9	95150	14,69
7	23,6	35,5	39,9	181,0	4,9	94900	7,97
8	24,2	43,6	50,5	132,1	4,9	94700	11,95
9	22,3	42,7	49,9	131,1	4,9	94750	12,73
10	23,5	36,0	40,1	97,8	4,9	94900	7,28
11	23,5	44,0	50,5	73,4	4,9	95100	11,32

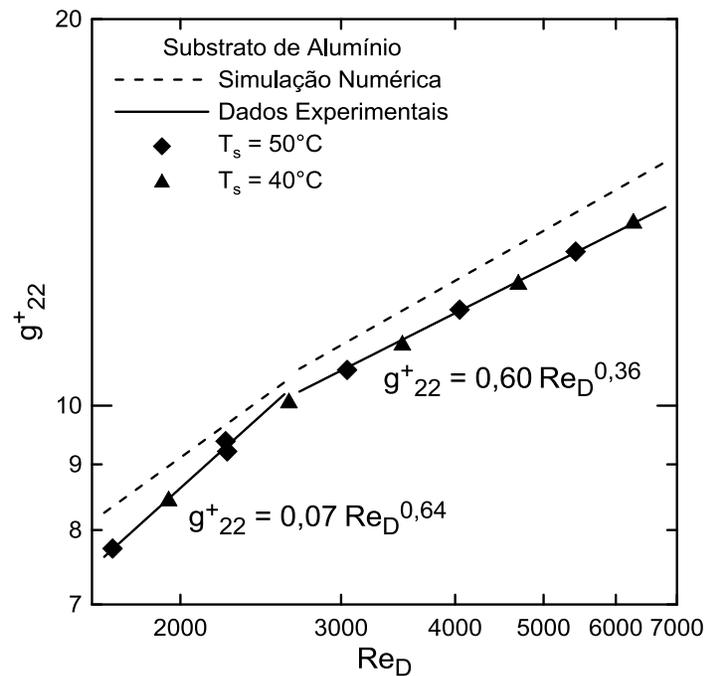
**Tabela 5.11.** Coeficientes conjugados  $g_{12}^+$  e  $g_{22}^+$  – substrato de alumínio.

Teste	$Re_D$	$q_{aq2}$ [W]	$q_{rd}$ [W]	$q_f$ [W]	$q_{is}$ [W]	$q_{pc}$ [W]	$q_{cj}$ [W]	$q_{cj}/q_{aq2}$	$g_{12}^+$	$g_{22}^+$
1	6272	11,84	0,548	0,014	0,142	0,703	11,14	0,94	8,19	13,87
2	5422	18,36	0,980	0,023	0,244	1,247	17,12	0,93	8,07	13,19
3	4691	10,04	0,580	0,014	0,150	0,744	9,30	0,93	7,95	12,44
4	4046	15,76	1,063	0,023	0,265	1,351	14,41	0,91	7,92	11,88
5	3501	8,76	0,633	0,014	0,162	0,810	7,95	0,91	7,70	11,15
6	3045	14,69	1,203	0,026	0,303	1,532	13,16	0,90	7,54	10,67
7	2629	7,97	0,705	0,015	0,182	0,902	7,07	0,89	7,34	10,05
8	2241	11,95	1,203	0,024	0,303	1,530	10,42	0,87	6,95	9,39
9	2250	12,73	1,243	0,025	0,313	1,581	11,15	0,88	6,81	9,22
10	1941	7,28	0,736	0,015	0,193	0,945	6,34	0,87	6,37	8,43
11	1685	11,32	1,250	0,025	0,315	1,590	9,73	0,86	5,90	7,74

Os resultados experimentais para os coeficientes  $g_{12}^+$  e  $g_{22}^+$  foram correlacionados com o número de Reynolds no duto na forma de uma lei de potência para duas regiões distintas do escoamento e estão apresentados respectivamente nas Figuras 5.8 e 5.9.



**Figura 5.8.** Coeficiente conjugado  $g_{12}^+$  – substrato de alumínio.



**Figura 5.9.** Coeficiente conjugado  $g_{22}^+$  – substrato de alumínio.

Os resultados experimentais para o coeficiente conjugado  $g_{12}^+$  variaram entre 5,9 e 8,2 com um desvio relativo às correlações indicadas em torno de 1%. Na região do regime turbulento, esse coeficiente teve pouca variação, tendendo a um valor praticamente constante. Os valores para o coeficiente conjugado  $g_{22}^+$  variaram entre 7,7 e 13,9 na faixa investigada do número de Reynolds, com um desvio relativo dos resultados experimentais com relação às correlações entre 1% e 4%.

Os resultados numéricos para os coeficientes  $g_{12}^+$  e  $g_{22}^+$  para o substrato de alumínio também estão apresentados nas Figuras 5.8 e 5.9. Os resultados numéricos para os coeficientes  $g_{12}^+$  e  $g_{22}^+$  mostraram valores superiores aos dados experimentais. Na região do regime laminar, os resultados numéricos para o coeficiente  $g_{12}^+$  apresentaram inclinação similar aos resultados experimentais, com um desvio relativo entre 16% e 21%. Na região do regime turbulento, os dados numéricos apresentaram inclinação superior aos valores experimentais, com um desvio relativo entre 20% e 32%.

Para o coeficiente conjugado  $g_{22}^+$ , os resultados numéricos mostraram relativa proximidade aos resultados experimentais. Na região do regime laminar, os resultados numéricos se

aproximaram dos dados experimentais à medida que o número de Reynolds aumentava e o oposto ocorreu na região de regime turbulento, onde os resultados numéricos se afastaram dos dados experimentais com o aumento do número de Reynolds. Em ambos os regimes, o desvio relativo entre os resultados numéricos e experimentais ficou entre 6% e 10%.

Desse modo, foram determinadas todas as correlações para os coeficientes conjugados que compõem a matriz  $G^+$  para o substrato de alumínio. Em seguida, foram realizados quatro testes com os dois aquecedores ativos com valores distintos do número de Reynolds no duto e da potência dissipada nos aquecedores com a finalidade de comparar a temperatura de cada aquecedor com a temperatura estimada através dos coeficientes conjugados. Os resultados estão apresentados na Tabela 5.12.

**Tabela 5.12.** Comparação entre os resultados – substrato de alumínio.

Re <sub>D</sub>	q <sub>ci1</sub> [W]	q <sub>ci2</sub> [W]	Experimetal		Correlação	
			T <sub>s1</sub> [°C]	T <sub>s2</sub> [°C]	T <sub>s1</sub> [°C]	T <sub>s2</sub> [°C]
1900	3,71	3,62	40,8	40,9	40,4	40,5
2417	5,76	4,19	46,4	45,8	46,3	45,6
4209	2,79	9,01	39,1	42,6	38,9	42,6
5499	12,38	2,31	45,0	39,7	45,1	39,6

A maior diferença relativa entre as medidas experimentais para a temperatura de ambos os aquecedores e as temperaturas fornecidas pelo uso das correlações foi em torno de 1%, confirmando a utilidade dos coeficientes conjugados em prever a temperatura dos aquecedores. Além disso, os resultados para esse substrato também indicaram uma invariância dos coeficientes conjugados com a potência dissipada nos aquecedores.

### 5.2.3 Matriz de coeficientes conjugados para os resultados experimentais

Os resultados experimentais para os coeficientes conjugados utilizando ambos os substratos, acrílico e alumínio, foram correlacionados na forma de uma lei de potência para ambos os regimes de escoamento, como indicado na Equação 5.1.

$$g_{ij}^+ = CRe_D^n \quad (5.1)$$

A partir das correlações obtidas foi realizada uma comparação entre os coeficientes conjugados para os dois substratos. Os valores da constante  $C$  e do expoente  $n$  tanto para o substrato de acrílico quanto para o substrato de alumínio estão apresentados na Tabela 5.13.

**Tabela 5.13.** Comparação entre os coeficientes conjugados para os diferentes substratos.

Substrato	Acrílico			
	Laminar		Turbulento	
	C	n	C	n
$g_{11}^+$	0,88	0,51	11,08	0,20
$g_{21}^+$	0,95	0,33	13,79	-0,03
$g_{22}^+$	2,57	0,39	3,30	0,34

Substrato	Alumínio			
	Laminar		Turbulento	
	C	n	C	n
$g_{11}^+$	0,10	0,60	0,43	0,41
$g_{21}^+$	0,14	0,52	2,06	0,18
$g_{12}^+$	0,11	0,53	4,16	0,08
$g_{22}^+$	0,07	0,64	0,60	0,36

Na Tabela 5.13 nota-se que para ambos os substratos os coeficientes conjugados possuem uma inclinação menor no regime turbulento devido à intensificação da troca térmica.

Os coeficientes conjugados obtidos com o substrato de alumínio foram inferiores àqueles obtidos com o substrato de acrílico. Esta diferença pode ser justificada pelo fato que a resistência térmica conjugada entre o aquecedor e o escoamento de ar é composta pelos mecanismos de convecção direta e condução através do substrato. Para um mesmo escoamento (número de  $Re_D$ ), a resistência convectiva é a mesma, mas a resistência condutiva é menor no caso do substrato com a maior condutividade térmica. Assim, para uma mesma potência elétrica dissipada no

aquecedor ativo, a sua temperatura superficial de equilíbrio é menor no substrato de alumínio, reduzindo o valor dos coeficientes conjugados.

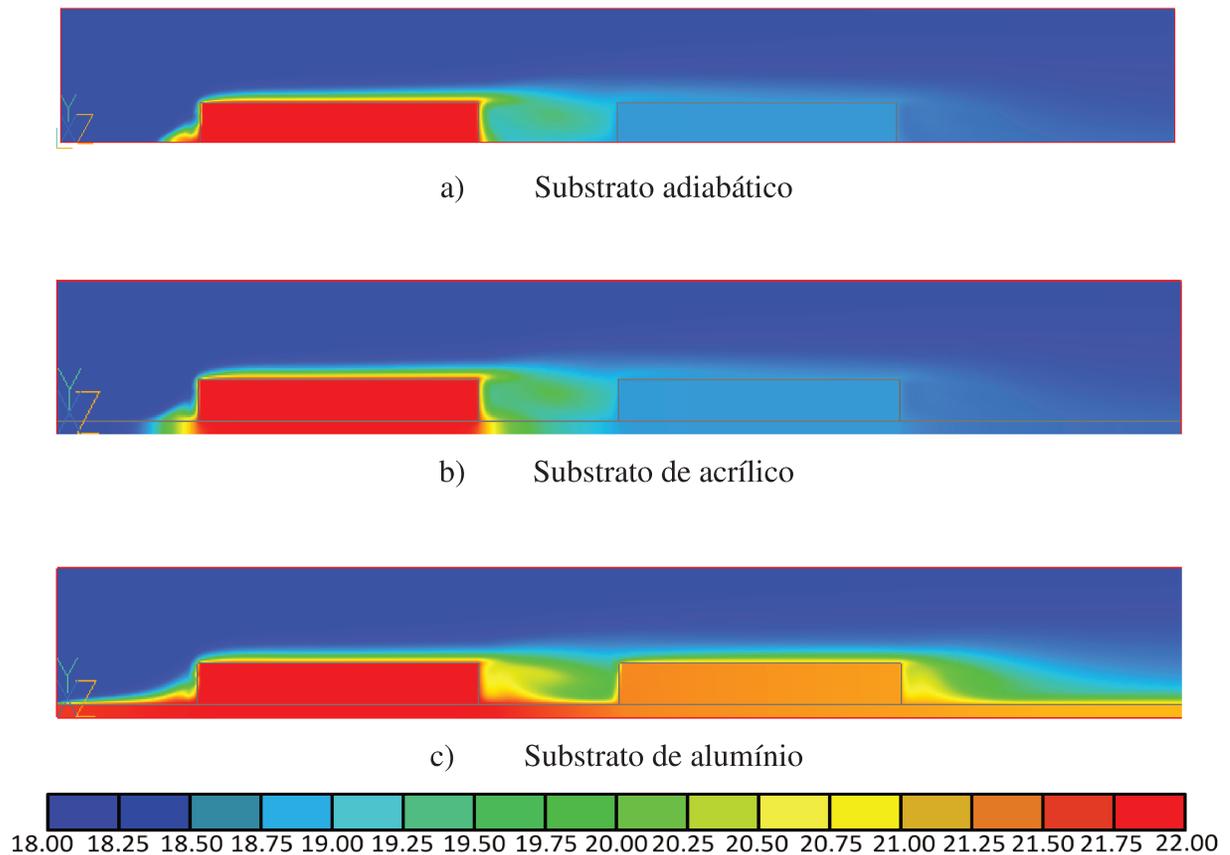
Em ambos os substratos esses coeficientes se mostraram adequados para a previsão da temperatura de cada aquecedor dissipando uma potência elétrica arbitrária.

#### **5.2.4 Efeitos térmicos observados nos resultados numéricos**

As simulações numéricas proporcionaram uma visão detalhada do escoamento e da distribuição de temperatura com um aquecedor ativo por vez. Devido à protuberância dos aquecedores, esse escoamento torna-se complexo, com zonas de recirculação e convergência numérica difícil. Nas Figuras 5.10 e 5.11 estão apresentados mapas de isotermas para um aquecedor ativo no duto por vez para três substratos diferentes: adiabático, acrílico e alumínio. As figuras correspondem a testes numéricos realizados com velocidade média do escoamento de ar na entrada do duto equivalente a 1,4 m/s.

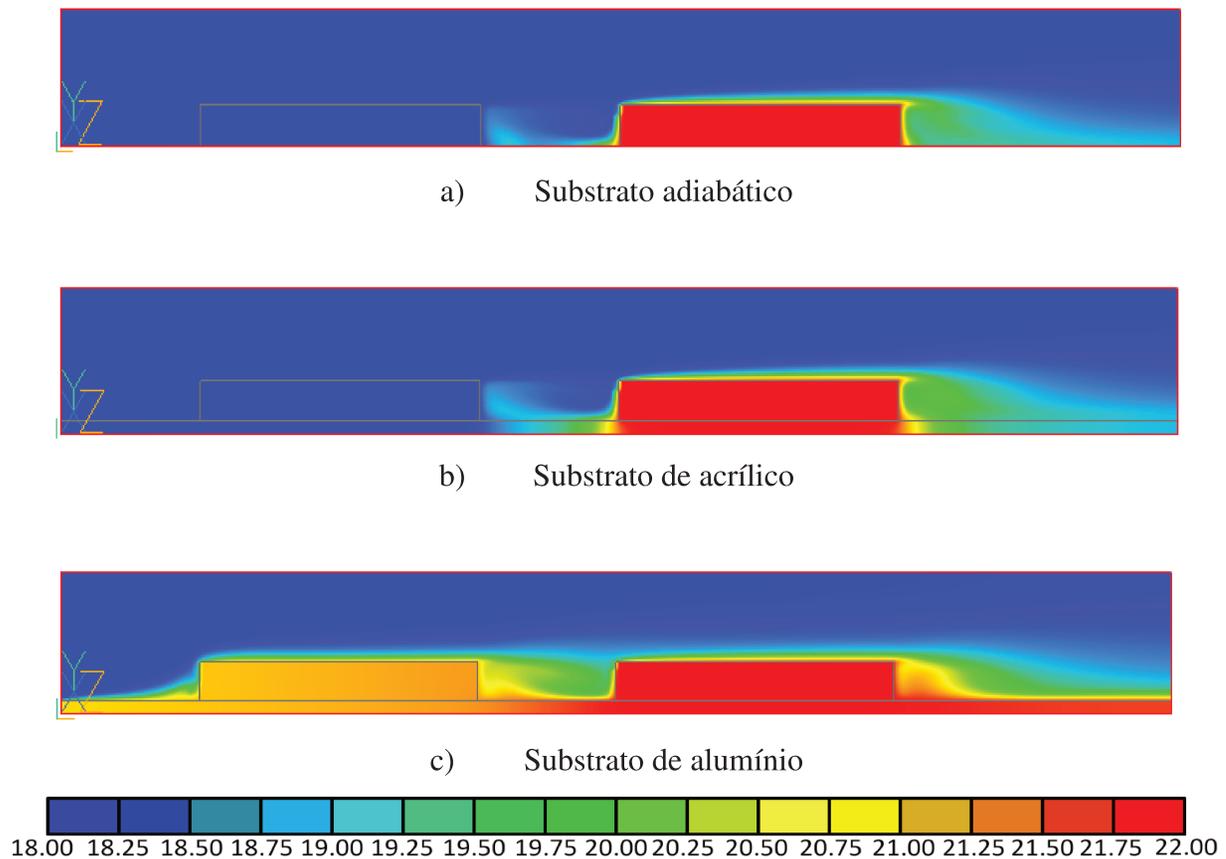
Esses mapas foram obtidos através de simulações numéricas realizadas no pacote computacional PHOENICS assumindo temperatura uniforme na entrada do escoamento de ar igual a 18°C, temperatura uniforme do aquecedor ativo igual a 22°C, contato térmico perfeito na interface aquecedor-substrato, além da superfície inferior do substrato ser considerada adiabática.

A Figura 5.10 indica as zonas de recirculação do escoamento nas regiões a montante e a jusante dos aquecedores, sendo mais prolongadas nas regiões a jusante. No caso do substrato adiabático, o aquecedor inativo 2, localizado na esteira do escoamento a jusante do aquecedor ativo 1, atinge uma temperatura de equilíbrio acima da temperatura de entrada do ar no duto. Já nos casos dos substratos condutivos, a temperatura de equilíbrio do aquecedor inativo 2 é influenciada tanto pela esteira do escoamento a jusante do aquecedor ativo 1 quanto por condução através do substrato. A Figura 5.10 ilustra que a temperatura do aquecedor 2 é maior no substrato de alumínio devido a sua condutividade térmica ser maior que a do acrílico.



**Figura 5.10.** Mapa de isotermas para o aquecedor 1 ativo.

No caso do aquecedor 2 ativo, indicado na Figura 5.11, o sentido do escoamento não favorece a transferência de calor por convecção para o aquecedor 1 a montante do aquecedor 2 ativo. Dessa forma, o aumento de temperatura do aquecedor 1 devido à potência dissipada no aquecedor 2 no substrato adiabático é causado apenas pela zona de recirculação a montante do aquecedor 2. Para os substratos condutivos, além das zonas de recirculação, há transferência de calor por condução através do substrato e dessa forma a temperatura do escoamento de ar a montante dos dois aquecedores já está acima da temperatura do escoamento de ar da entrada. A Figura 5.11 mostra que para o substrato de acrílico, o aumento de temperatura do aquecedor 1 em relação à temperatura de entrada é mínimo e nesse caso o coeficiente conjugado  $g_{12}^+$  é praticamente nulo. Comparativamente, no substrato de alumínio o aquecedor 1 tem um aumento considerável de temperatura devido à potência dissipada no aquecedor 2, consequência da elevada condutividade térmica desse substrato.



**Figura 5.11.** Mapa de isotermas para o aquecedor 2 ativo.

Diversas hipóteses simplificadoras, especificadas no Capítulo 4, foram utilizadas nas simulações numéricas, como escoamento uniforme na entrada do duto e contato térmico perfeito na interface aquecedor-substrato. Além disso, podem ser apontados alguns aspectos que dificultam a simulação numérica destes escoamentos e da troca de calor com os aquecedores. Um deles é o fato que os aquecedores protuberantes no duto constituem obstáculos que causam separação do escoamento e regiões associadas de recirculação, que constituem uma área de dificuldades para as simulações numéricas. Outro aspecto é que o escoamento no duto foi analisado em uma faixa do número de Reynolds que engloba a transição do regime laminar para o turbulento. Nas simulações, os escoamentos foram considerados em regime permanente médio temporal e no regime de transição foi utilizado o modelo de turbulência adotado no regime turbulento (LVEL). As simplificações adotadas no modelo de simulação, face às complexidades

do escoamento real, podem ter contribuído de forma substancial para os desvios apontados dos resultados numéricos em relação aos valores obtidos experimentalmente.

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho foi efetuada uma investigação experimental em laboratório do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de dois aquecedores protuberantes montados em um duto retangular. Os testes foram efetuados através do escoamento forçado de ar no duto em uma faixa do número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico do duto entre 1600 e 6400. Os experimentos foram realizados utilizando duas montagens distintas: uma com um substrato de acrílico e a outra com um substrato de alumínio. Foram efetuadas também simulações numéricas em um domínio tridimensional semelhante à montagem experimental no pacote computacional PHOENICS para três diferentes substratos (adiabático, acrílico e alumínio). Os resultados para o número de Nusselt adiabático e para os coeficientes conjugados foram correlacionados com o número de Reynolds na forma de uma lei de potência em uma faixa que engloba a transição do regime laminar para o regime turbulento. Nas simulações foi adotado um modelo de turbulência de zero equações (LVEL) e os escoamentos foram considerados em regime permanente.

O número de Nusselt adiabático ( $Nu_{ad}$ ) foi avaliado para cada aquecedor a partir de testes experimentais efetuados com o substrato de acrílico. Os resultados obtidos com este substrato indicaram que a participação da convecção térmica no resfriamento dos aquecedores variou entre 86% e 92% da potência elétrica dissipada. O número de Nusselt adiabático também foi obtido numericamente para cada aquecedor através de simulações com um substrato adiabático. Para ambos os aquecedores, os resultados numéricos mostraram valores acima dos resultados experimentais. As diferenças podem ser relacionados a diversas hipóteses simplificadoras utilizadas nas simulações e devido à consideração de aquecedores protuberantes no duto, que causam separação do escoamento e regiões associadas de recirculação, áreas de dificuldades para as simulações.

Os testes experimentais com o substrato de acrílico também foram utilizados para avaliar a matriz de coeficientes conjugados. Os coeficientes conjugados da diagonal principal (coeficientes de auto-aquecimento) foram nitidamente maiores que os coeficientes cruzados (coeficientes que consideram a influência dos outros aquecedores) devido à baixa condutividade térmica do

acrílico. Devido a esse fator e ao sentido do escoamento, o coeficiente conjugado  $g_{12}^+$  não foi medido para esse substrato por ser praticamente nulo. Considerando um substrato de acrílico, os resultados das simulações numéricas para os coeficientes de auto-aquecimento,  $g_{11}^+$  e  $g_{22}^+$ , também apresentaram um crescimento monotônico na faixa do número de Reynolds investigada, com um desvio máximo em relação às medidas experimentais, de 3% no regime laminar e em torno de 7% no regime turbulento. Para o coeficiente cruzado  $g_{21}^+$ , os resultados experimentais indicaram uma queda pronunciada desse coeficiente na transição do regime laminar ao regime turbulento. Essa queda pode ser parcialmente justificada por um aumento das difusividades do escoamento que se torna turbulento, causando uma maior uniformidade da temperatura do escoamento no duto, a jusante do aquecedor ativo 1 neste caso. Os resultados numéricos apresentaram valores de  $g_{21}^+$  menores que os experimentais no regime laminar e próximos, embora um pouco menores, no regime turbulento do escoamento no duto.

A montagem dos aquecedores no substrato de alumínio foi feita com a intenção de obter um bom contato térmico aquecedor-substrato, para aumentar a participação da condução térmica no resfriamento conjugado dos aquecedores. Os resultados obtidos nesta montagem indicaram que a participação da condução variou entre 69% e 75% no resfriamento de cada aquecedor. Como a participação direta da convecção térmica foi relativamente pequena, os testes com este substrato foram utilizados apenas na obtenção dos coeficientes conjugados. Neste caso, os coeficientes conjugados de auto-aquecimento ainda foram maiores, porém mais próximos dos coeficientes cruzados devido à elevada condutividade térmica do alumínio. Os coeficientes conjugados obtidos com o substrato de alumínio foram inferiores àqueles obtidos com o substrato de acrílico, um comportamento compatível com o conceito do coeficiente conjugado. Para um mesmo escoamento (número de  $Re_D$ ), a resistência convectiva é a mesma, mas a resistência condutiva é menor no caso do substrato com a maior condutividade térmica. Assim, o coeficiente convectivo, por estar relacionado apenas com a convecção direta do aquecedor para o escoamento, permanece o mesmo, independente do substrato e o valor dos coeficientes conjugados é reduzido no substrato de alumínio devido à menor temperatura superficial de equilíbrio atingida para uma mesma potência elétrica dissipada no aquecedor ativo.

Testes experimentais efetuados com os dois aquecedores ativos para os substratos de acrílico e de alumínio permitiram a comparação das temperaturas medidas de cada aquecedor com as temperaturas estimadas através das correlações para os coeficientes conjugados. Em ambos os substratos esses coeficientes se mostraram adequados para a previsão das temperaturas dos aquecedores dissipando taxas variadas de potência elétrica. Estes resultados enfatizam a natureza dos coeficientes conjugados como descritores invariantes do processo de resfriamento conjugado dos aquecedores.

Sugestões para trabalhos futuros:

O presente trabalho foi realizado com aquecedores de tamanho 5x5 cm, tamanho compatível dos processadores atuais. A fim de investigar problemas conjugados em chips e outros componentes eletrônicos, é sugerida a realização de experimentos com outros tamanhos de aquecedores.

Com o intuito de obter resultados mais próximos das aplicações envolvendo placas de circuito, propõe-se a utilização desse tipo de material como substrato da placa inferior do duto. Além disso, seria interessante a obtenção de correlações para os coeficientes conjugados envolvendo mais aquecedores montados na placa, como disposições 2x2 e 3x3 aquecedores.

Adicionalmente, uma verificação experimental em uma faixa mais ampla do número de Reynolds do escoamento também seria desejável.

As simulações numéricas executadas neste trabalho tiveram uma finalidade exploratória, visando comparar seus resultados, obtidos com um modelo simplificado, com aqueles efetivamente medidos. Caso o enfoque de um trabalho futuro seja a simulação numérica, é recomendada a utilização comparativa de outros modelos de turbulência.

Em relação aos coeficientes conjugados, é sugerida a investigação da inclusão da radiação térmica nos problemas de resfriamento conjugado.

## REFERÊNCIAS

AGONAFER, D.; GAN-LI, L.; SPALDING, D.B. The LVEL turbulence model for conjugate heat transfer at low Reynolds numbers. In: **ASME INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION**, 1996. Disponível em: <[http://www.cham.co.uk/phoenics/d\\_polis/d\\_lecs/lvel/lvel.htm](http://www.cham.co.uk/phoenics/d_polis/d_lecs/lvel/lvel.htm)> Acesso em: 16 set. 2013.

ALVES, Thiago A., **Resfriamento Conjugado de Aquecedores Discretos em Canais**. 2010. 129p. Tese (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, 1992.

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, 1992.

ANDERSON, A.M. Decoupling convective and conductive heat transfer using the adiabatic heat transfer coefficient. **Journal of Electronic Packaging**, v.116, p.310–316, 1994.

BATCHELDER, K.A.; EATON, J.K. Practical experience with the discrete Green's function approach to convective heat transfer. **Journal of Heat Transfer**, v.123, p.70-76, 2001.

BOOTEN, C.; EATON, J.K. Discrete Green's function measurements in internal flows. **Journal of Heat Transfer**, v.127, p.692-698, 2005.

BOOTEN, C.; EATON, J.K. Discrete Green's function measurements in a serpentine cooling passage. **Journal of Heat Transfer**, v.129, p.1686-1696, 2007.

CARETTO, L.S.; GOSMAN, A.D.; PATANKAR S.V.; SPALDING, D.B. Two calculation procedures for steady, three-dimensional flows with recirculation. **Proceedings of the Third International Conference on Numerical Methods in Fluid Mechanics**, v.2, p. 60-68, 1973.

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

ELHADIDY, M.A. **Applications of a low-Reynolds-number turbulence model and wall functions for steady and unsteady heat transfer computations**. 1980. Tese (Doutorado) - University of London, Londres.

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T. **Introduction to Fluid Mechanics**. John Wiley & Sons, 5th, 2001.

GARIMELLA, S.V.; EIBECK, P.A. Enhancement of single phase convective heat transfer from protruding elements using vortex generators. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v.34, n.9, p. 2431-2433, 1991.

HACKER, J.; EATON, J.K. Heat transfer measurements in a backward facing step flow with arbitrary wall temperature variation. **Thermosciences Division Report MD-71**, Mechanical Engineering Department, Stanford University, Stanford, CA, 1995.

HACKER, J.; 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.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

International Standard **ISO 5167**. Measurement of the fluid flow by means of orifice plates, nozzle and venture tubes in circular cross-section, 1980.

KADOYA, K.; MATSUNAGA, N; NAGASHIMA, A. Viscosity and thermal conductivity of dry air in the gaseous phase. **J. Phys. Chem**, v.14, n.4, p.947-970, 1985.

KAYS, W.M.; CRAWFORD, M.E. **Convective Heat and Mass Transfer**. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 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, p.2231-2244, 1994.

KIM, S.H.; ANAND, N.K. Laminar heat transfer between a series of parallel plates with surface-mounted discrete heat sources. **Journal of Electronic Packaging**, v.117, p.52-62, 1995.

KLINE, S.J.; MCCLINTOCK, F.A. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. **Mechanical Engineering**, v.75, n.1, p. 3-8, 1953.

KRAUS, A.D.; BAR-COHEN. A. **Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment**, Hemisphere Pub. Co., McGraw-Hill Book Co., New York, 1983.

LAM C.K.G.; BREMHORST, K. A modified form of the k- $\epsilon$  model for predicting wall turbulence. **Journal of Fluids Engineering**, v.103, p.456-460, 1981.

MOFFAT, R.J.; ARVIZU D.E.; ORTEGA, A. Cooling electronic components: forced convection experiments with an air-cooled array. **Heat Transfer in Electronic Equipment**, ASME HTD, v.48, pp.17-27, 1985.

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. What's new in convective heat transfer? **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v.19, p.90-101, 1998.

MOFFAT, R.J.  $h_{adiabatic}$  and  $u'_{max}$ . **Journal of Electronic Packaging**, v.126, p.501-509, 2004.

MOLKI, M.; FAGHRI, M.; OZBAY, O. A correlation for heat transfer and wake effect in the entrance region of an in-line array of rectangular blocks simulating electronic components. **Journal of Heat Transfer**, v.117, p.40-46, 1995.

MUKERJI, D; EATON, J.K. Discrete Green's function measurements in a single passage turbine model. **Journal of Heat Transfer**, v.127, p.366-377, 2005.

MUKERJI, D.; EATON, J.K.; MOFFAT, R.J. Convective heat transfer near one-dimensional and two-dimensional wall temperature steps. **Journal of Heat Transfer**, v.126, p.202-210, 2004.

NAKAYAMA, W.; PARK, S.H. Conjugate heat transfer from a single surface-mounted block to forced convective air flow in a channel. **Journal of Heat Transfer**, v.118, p.301-309, 1996.

NAKAYAMA, W. Forced Convective/Conductive Conjugate Heat Transfer in Microelectronic Equipment. **Annual Review of Heat Transfer**, v.8, p.1-45, 1997.

OMEGA. **Physical Properties of Thermolement Materials**. Disponível em: <<http://www.omega.com/temperature/Z/pdf/z016.pdf>> Acesso em: 16 set. 2013.

PATANKAR, S.V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Hemisphere Publishing Corporation, McGraw-Hill, 1980.

RODI, W. Experience with two-layer models combining the k- $\epsilon$  model with a one-equation model near the wall. **Proceedings of the 29th Aerospace Sciences Meeting**, January 7-10, Reno, Nevada, USA, 1991.

SPALDING, D.B. A single formula for the "law of the wall". **Journal of Applied Mechanics**, v.28, n.3, p.455-458, 1961.

SPALDING, D.B. Numerical computation of multi-phase fluid flow and heat transfer. In: **Recent advances in numerical methods in Fluids**, v.1, p. 139-167, 1980.

SPALDING, D.B. A general purpose computer program for multi-dimensional one and two-phase flow. **Proceedings of the 5th IMACS International Symposium on Computer Methods for Partial Differential Equations**, v.23, p. 267-276, 1981.

SPALDING, D.B. **The PHOENICS Encyclopedia**. London: CHAM Ltd., 2009.

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. **Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 38, n.16, p.2969-2984, 1995.

TOSUN, I.; UNER, D.; OZGEN, C. Critical Reynolds Number for Newtonian Flow in Rectangular Ducts. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v.27, n.10, p.1955-1957, 1988.

YAP, C.J. **Turbulent heat and momentum transfer in recirculating and impinging flows.** 1987. Tese (Doutorado) - University of Manchester, Reino Unido.

YOUNG, T. J.; VAFAI, K. Convective cooling of a heated obstacle in a channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.41, p.3131-3148, 1998.

## APÊNDICE A – Potência dissipada no aquecedor ativo

A potência elétrica dissipada no aquecedor ativo ( $q_{aq}$ ) foi obtida conforme a Equação A.1, a partir da resistência elétrica do fio de cromel ( $R_{aq}$ ) enrolado nos sulcos do aquecedor e da corrente elétrica ( $I$ ) através dela.

$$q_{aq} = R_{aq} I^2 \quad (A.1)$$

A resistência do fio de cromel foi obtida através da Equação A.2. Foram utilizadas as medidas de temperatura do aquecedor ativo ( $T_{aq}$ ) de cada teste, a temperatura de referência ( $T_{rf}$ ), próxima de 25°C e o coeficiente de resistência térmica ( $\alpha$ ) para o fio de cromel a essa temperatura, igual a 0,00041°C<sup>-1</sup> (OMEGA, 2013). A resistência do fio de cromel a 25°C ( $R_{rf}$ ) foi medida com um multímetro digital (HP 34401A, EUA).

$$R_{aq} = R_{rf} [1 + \alpha (T_{aq} - T_{rf})] \quad (A.2)$$

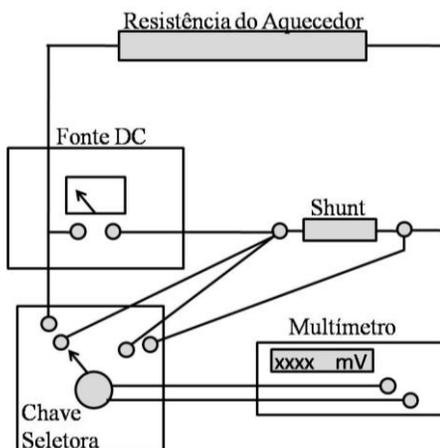
A resistência ( $R_{rf}$ ) do enrolamento do fio de cromel dos aquecedores na montagem com o substrato de acrílico era 8,57  $\Omega$  para o aquecedor 1 e 8,24  $\Omega$  para o aquecedor 2. No caso do substrato de alumínio, a resistência ( $R_{rf}$ ) do fio de cromel era 8,05  $\Omega$  para o aquecedor 1 e 8,07  $\Omega$  para o aquecedor 2.

A corrente elétrica foi obtida em ampères a partir do produto entre a constante de calibração de um Shunt ( $K_{sh}$ ) e a tensão elétrica medida através dele ( $V_{sh}$ ), como indicado na Equação A.3.

$$I = K_{sh} V_{sh} \quad (A.3)$$

A tensão elétrica através do Shunt era medida em milivolts em cada teste através de um multímetro digital (HP 34401A, EUA). Em ambas as montagens, com o substrato de acrílico e com o substrato de alumínio, foram utilizados circuitos elétricos independentes para cada aquecedor e seu respectivo Shunt.

A constante de cada Shunt foi obtida através de testes experimentais medindo a corrente e a tensão através do circuito indicado na Figura A.1.



**Figura A.1.** Esquema do circuito elétrico de cada aquecedor.

As medidas efetuadas nesses testes estão indicadas nas Tabelas A.1 e A.2. A constante de cada Shunt ( $K_{sh}$ ) foi obtida da razão entre a corrente elétrica, medida em ampères, e a voltagem, medida em milivolts. O valor médio obtido para a constante  $K_{sh}$  foi 0,04078 A/mV para o Shunt 1 e 0,04083 A/mV para o Shunt 2.

**Tabela A.1.** Medidas efetuadas para a calibração do Shunt 1.

Teste 1			Teste 2			Teste 3		
I [A]	$V_{sh}$ [mV]	$K_{sh}$ [A/mV]	I [A]	$V_{sh}$ [mV]	$K_{sh}$ [A/mV]	I [A]	$V_{sh}$ [mV]	$K_{sh}$ [A/mV]
1,00082	24,546	0,04077	1,39890	34,304	0,04078	1,79990	44,139	0,04078
1,00099	24,552	0,04077	1,39850	34,293	0,04078	1,79940	44,132	0,04077
1,00102	24,552	0,04077	1,39810	34,285	0,04078	1,79960	44,127	0,04078
1,00112	24,553	0,04077	1,39790	34,282	0,04078	1,79960	44,120	0,04079

**Tabela A.2.** Medidas efetuadas para a calibração do Shunt 2.

Teste 1			Teste 2			Teste 3		
I [A]	$V_{sh}$ [mV]	$K_{sh}$ [A/mV]	I [A]	$V_{sh}$ [mV]	$K_{sh}$ [A/mV]	I [A]	$V_{sh}$ [mV]	$K_{sh}$ [A/mV]
1,00004	24,508	0,04080	1,40210	34,347	0,04082	1,80080	44,103	0,04083
1,00017	24,505	0,04081	1,40270	34,356	0,04083	1,80030	44,090	0,04083
1,00040	24,508	0,04082	1,40160	34,333	0,04082	1,79780	44,026	0,04083
1,00050	24,511	0,04082	1,40160	34,324	0,04083	1,79770	44,020	0,04084

## APÊNDICE B – Coeficiente de vazão do bocal

A vazão mássica de ar através do duto na montagem experimental foi medida com um bocal de PVC instalado no interior da caixa Plenum. Nos testes efetuados para obter o coeficiente de vazão do bocal interno, um segundo bocal praticamente idêntico ao bocal interno foi montado na entrada do escoamento de ar na caixa Plenum, como indicado na Figura B.1. Para este bocal, denominado bocal externo, a literatura (Fox & McDonald, 2001) indica um coeficiente de vazão quase unitário. Por essa razão, foi adotado para o coeficiente de vazão do bocal externo um valor  $K_{ex} = 0,99$ . Nesta montagem, o escoamento de ar atravessava o bocal externo e em seguida contornava o anteparo indicado na Figura B.1 e passava através do bocal interno. Os testes experimentais para calibração foram realizados para diferentes valores de vazão de ar obtidos por sucção do ventilador instalado a jusante da montagem. As vazões foram calculadas a partir das medidas para o bocal externo e na seqüência foram utilizadas para a obtenção do coeficiente de vazão do bocal interno.

As medidas efetuadas, apresentadas na Tabela B.1, envolveram a temperatura ambiente ( $T_{at}$ ), a diferença de pressão entre as duas câmaras da caixa Plenum ( $\Delta P_{12} = (P_1 - P_2)$ ) e a diferença de pressão entre o ambiente e a câmara 1 ( $\Delta P_{a1} = (P_{at} - P_1)$ ). Nestes testes de calibração, a pressão ambiente foi obtida através de um barômetro digital que indicou um valor de 951,5 mbar.

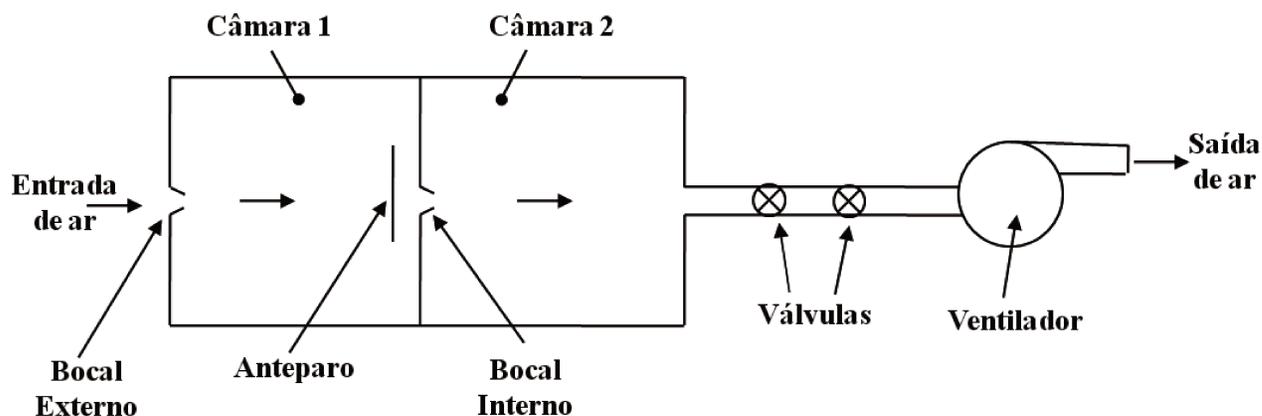


Figura B.1. Montagem para obter o coeficiente de vazão do bocal interno.

**Tabela B.1.** Medidas efetuadas para a calibração do bocal.

1° Teste			2° Teste			3° Teste		
T <sub>at</sub> [°C]	ΔP <sub>12</sub> [pol álcool]	ΔP <sub>a1</sub> [mmca]	T <sub>at</sub> [°C]	ΔP <sub>12</sub> [pol álcool]	ΔP <sub>a1</sub> [mmca]	T <sub>at</sub> [°C]	ΔP <sub>12</sub> [pol álcool]	ΔP <sub>a1</sub> [mmca]
21,1	3,335	59	22,1	3,890	70	22,8	3,870	69
21,1	3,000	52	22,3	3,295	58	22,8	3,260	57
21,2	2,540	42	22,4	2,960	52	22,8	2,960	51
21,2	2,210	37	22,5	2,490	42	22,9	2,520	44
21,3	1,910	33	22,5	2,145	37	22,9	2,140	37
21,3	1,560	25	22,6	1,860	32	22,9	1,800	31
21,4	1,240	20	22,6	1,520	25	22,9	1,490	25
21,4	1,030	15	22,6	1,160	18	22,9	1,155	18
21,4	0,780	12	22,7	0,995	16	23,0	0,970	15
21,4	0,500	6	22,7	0,695	9	23,0	0,680	10
21,4	3,890	69	22,7	0,470	6	23,0	0,440	6

A vazão mássica do escoamento de ar no bocal externo foi avaliada através da Equação B.1, com o valor mencionado de  $K_{ex} = 0,99$ .

$$\dot{m} = K_{ex} A_T \sqrt{2\rho_{ex}(P_{at} - P_1)} \quad (B.1)$$

Os bocais externo e interno possuíam diâmetros internos iguais a 17 mm. Dessa forma, a área transversal foi definida em função desse diâmetro como indicado na Equação B.2.

$$A_T = \frac{\pi d_b^2}{4} \quad (B.2)$$

A massa específica do ar no Laboratório foi calculada segundo a equação de estado dos gases ideais conforme a Equação B.3. Foram utilizadas as medidas de temperatura e pressão ambiente e foi utilizado o valor da constante de gás perfeito para o ar igual a 287 J/kg.K.

$$\rho_{ex} = \frac{P_{at}}{R_{ar} T_{at}} \quad (B.3)$$

As medidas de  $\Delta P_{a1} = (P_{at} - P_1)$  foram obtidas da diferença de altura  $\Delta h_{a1}$  de água em um manômetro do tipo tubo em U, utilizando  $\Delta P_{a1} = \rho_{ag} g \Delta h_{a1}$ . A massa específica da água foi calculada a partir da temperatura ambiente do Laboratório utilizando a Equação B.4, válida entre 10°C e 50°C, baseada em uma tabela de propriedades (Fox & McDonald, 2001).

$$\rho_{ag} = 999,96134 + 0,022736506 T - 0,0054886313 T^2 \quad (B.4)$$

As medidas de  $\Delta P_{12} = (P_1 - P_2)$  foram obtidas da altura  $\Delta h_{12}$  de líquido em um manômetro inclinado com álcool etílico. A massa específica do álcool, apresentada na Equação B.5, utilizada na conversão  $\Delta P_{12} = \rho_{al} g \Delta h_{12}$ , foi obtida a partir da densidade relativa do álcool etílico ( $d_r = 0,7876$ ).

$$\rho_{al} = d_r \rho_{ag} \quad (B.5)$$

As diferenças de altura manométrica dos testes experimentais apresentadas na Tabela B.1 foram assim convertidas em unidades Pascal como indicado na Tabela B.2. Utilizando a Equação B.1, foi possível obter as vazões mássicas de ar em cada teste, indicadas na Tabela B.3.

**Tabela B.2.** Diferenças de pressão em Pascal.

1° Teste		2° Teste		3° Teste	
$\Delta P_{12}$ [Pa]	$\Delta P_{a1}$ [Pa]	$\Delta P_{12}$ [Pa]	$\Delta P_{a1}$ [Pa]	$\Delta P_{12}$ [Pa]	$\Delta P_{a1}$ [Pa]
631,44	577,45	739,95	684,97	735,93	675,08
565,85	508,94	623,45	567,52	616,53	557,67
475,78	411,06	557,86	508,80	557,81	498,97
411,16	362,12	465,85	410,94	471,69	430,48
352,42	322,97	398,32	362,02	397,31	361,99
283,89	244,67	342,53	313,09	330,77	303,29
221,24	195,74	275,98	244,60	270,09	244,59
180,12	146,80	205,52	176,12	204,53	176,10
131,18	117,44	173,22	156,54	168,32	146,75
76,36	58,72	114,50	88,06	111,56	97,83
740,06	675,29	70,46	58,70	64,59	58,70

**Tabela B.3.** Vazão mássica de ar através dos bocais.

1° Teste	2° Teste	3° Teste
$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{m}$ [kg/s]
0,00807	0,00867	0,00865
0,00764	0,00798	0,00794
0,00699	0,00756	0,00755
0,00652	0,00692	0,00696
0,00604	0,00641	0,00638
0,00543	0,00595	0,00584
0,00481	0,00536	0,00528
0,00434	0,00464	0,00461
0,00372	0,00426	0,00419
0,00283	0,00346	0,00342
0,00870	0,00272	0,00262

Como em cada teste a mesma vazão mássica ocorria através dos dois bocais indicados na Figura B.1, uma equação análoga à Equação B.1 foi utilizada para obter o coeficiente de vazão do bocal interno ( $K_b$ ), conforme indicado na Equação B.6.

$$\dot{m} = K_b A_T \sqrt{2\rho_{in} \Delta P_{12}} \quad (B.6)$$

A massa específica do ar contido na câmara 1 ( $\rho_{in}$ ) foi calculada com a equação de estado dos gases ideais utilizando a pressão da câmara 1 ( $P_1$ ) e a temperatura ambiente do laboratório. Dessa forma, foi possível obter o coeficiente de vazão do bocal interno através da Equação B.6 e o número de Reynolds baseado no diâmetro interno do bocal, como indicado na Equação B.7.

$$Re_b = \frac{4\dot{m}}{\mu_{ar} \pi d_b} \quad (B.7)$$

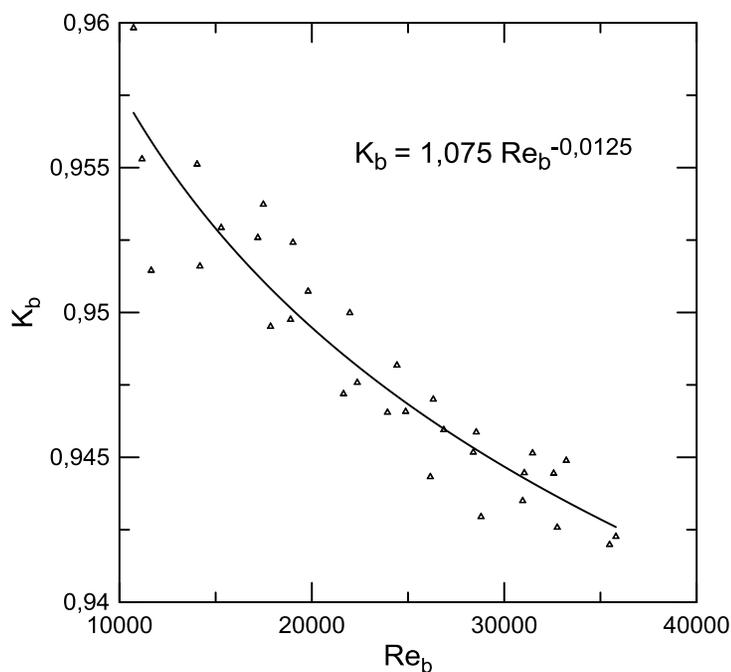
A viscosidade dinâmica do ar ( $\mu_{ar}$ ) foi calculada através da correlação de Sutherland apresentada na Equação B.8 (Fox & McDonald, 2001) com os seguintes valores para as constantes:  $S = 110,4 \text{ K}$  e  $b = 1,458 \cdot 10^{-6} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{K}^{1/2})$ .

$$\mu_{ar} = \frac{b\sqrt{T}}{1 + \frac{S}{T}} \quad (B.8)$$

Os valores obtidos para o coeficiente de vazão do bocal interno ( $K_b$ ) e o número de Reynolds ( $Re_b$ ) estão apresentados na Tabela B.4. A correlação  $K_b = f(Re_b)$ , apresentada na Figura B.2, foi utilizada posteriormente no cálculo da vazão de ar nos testes com o duto retangular.

**Tabela B.4.** Número de Reynolds e coeficiente de vazão do bocal interno.

1° Teste		2° Teste		3° Teste	
$Re_b$	$K_b$	$Re_b$	$K_b$	$Re_b$	$K_b$
33225	0,945	35631	0,941	35477	0,942
31472	0,945	32756	0,943	32570	0,944
28793	0,943	31043	0,944	30958	0,944
26859	0,946	28392	0,945	28544	0,946
24877	0,947	26311	0,947	26158	0,944
22361	0,948	24425	0,948	23931	0,947
19806	0,951	21974	0,950	21646	0,947
17853	0,950	19018	0,952	18894	0,950
15289	0,953	17478	0,954	17190	0,953
11650	0,951	14183	0,952	14036	0,955
35804	0,942	11171	0,955	10732	0,960



**Figura B.2.** Coeficiente de vazão do bocal interno.

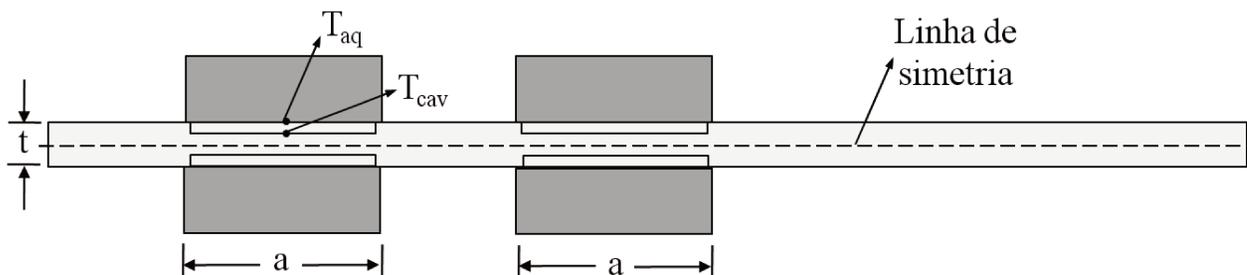
## APÊNDICE C – Avaliação das perdas térmicas - Transferência de calor convectiva

Para avaliar o número de Nusselt adiabático para cada aquecedor montado no substrato de acrílico foi necessário estimar a taxa de transferência de calor por convecção do aquecedor para o escoamento de ar ( $q_{cv}$ ). Essa taxa foi avaliada através de um balanço de energia envolvendo o aquecedor ativo, subtraindo as perdas térmicas do aquecedor do valor estimado (conforme indicado no Apêndice A) da potência elétrica nele dissipada ( $q_{aq}$ ). Foram consideradas as perdas térmicas por condução através da base inferior do aquecedor ( $q_{cd}$ ), as perdas térmicas por radiação das superfícies expostas do aquecedor ao ambiente ( $q_{rd}$ ) e as perdas térmicas pelos fios conectores (fios de termopar e potência) saindo do aquecedor ( $q_f$ ).

$$q_{cv} = q_{aq} - (q_{cd} + q_{rd} + q_f) \quad (C.1)$$

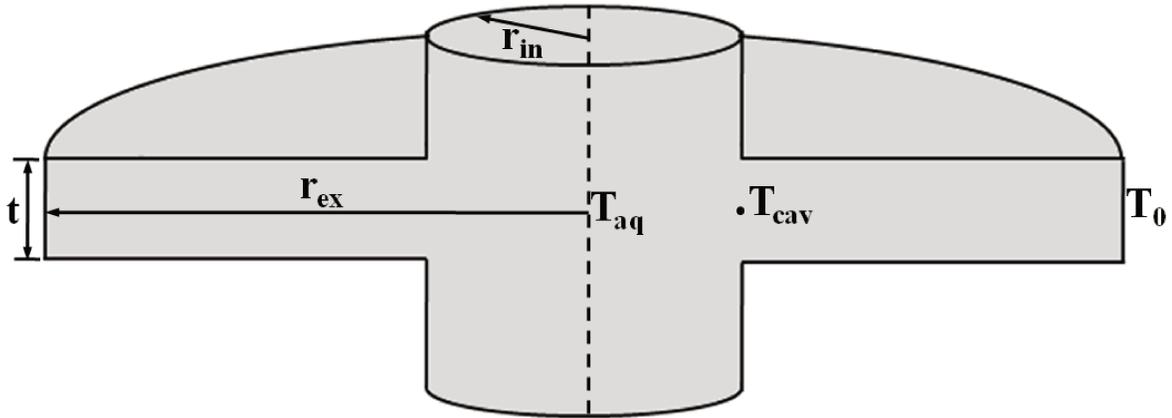
### C.1 Perdas térmicas por condução

Para avaliar as perdas por condução da face inferior do aquecedor ativo através da cavidade retangular abaixo do aquecedor e através da vedação do filme de silicone nas bordas do aquecedor para o substrato de acrílico foi utilizada a planilha EES. Foi idealizado um substrato com o dobro da espessura ( $t = 4$  mm) do substrato real e com aquecedores montados nas suas faces inferior e superior, conforme indicado na Figura C.1.



**Figura C.1.** Geometria espelhada no plano da face inferior do substrato.

A partir da geometria da Figura C.1 foi feita uma modelagem do comportamento de perda de calor condutiva do aquecedor ativo para a placa do substrato como uma aleta anular de acrílico, como indicado na Figura C.2.



**Figura C.2.** Esquema da superfície estendida anular.

O raio interno da aleta anular ( $r_{in}$ ) foi associado à mesma área da base do aquecedor, como indicado na Equação C.3.

$$A_{in} = a^2 = \pi r_{in}^2 \quad (C.2)$$

$$r_{in} = \frac{a}{\sqrt{\pi}} \quad (C.3)$$

O raio externo da aleta anular foi considerado como sendo a distância do centro do aquecedor até a parede lateral do duto, ou seja,  $r_{ex} = 80$  mm. Nesta aleta, foi utilizada a condutividade térmica do acrílico, igual a  $k = 0,18$  W/m.K.

Através deste modelo, a transferência de calor pela aleta foi avaliada como indicado na Equação C.4. Considerando a temperatura no centro da aleta como a temperatura do aquecedor ativo ( $T_{aq}$ ), a temperatura no raio interno da aleta como a temperatura da cavidade ( $T_{cav}$ ) e a temperatura na ponta da aleta como a temperatura de entrada do ar no duto ( $T_0$ ).

$$q_a = \frac{(T_{aq} - T_0)}{R_{eq}} \quad (C.4)$$

A resistência equivalente ( $R_{eq}$ ) que está explicitada na Equação C.5 refere-se a resistência térmica em paralelo de radiação ( $R_{rd}$ ) e condução ( $R_{cd}$ ) dada pela Equação C.6 do centro da aleta até a base da aleta em série com a resistência da superfície estendida ( $R_a$ ).

$$R_{eq} = R_p + R_a \quad (C.5)$$

$$R_p = \frac{R_{cd} R_{rd}}{R_{cd} + R_{rd}} \quad (C.6)$$

A cavidade possuía a temperatura mais elevada na sua face superior (base do aquecedor) e a menor temperatura na sua face inferior durante os testes experimentais. Assim, o ar no interior da cavidade permaneceu em uma condição estável, sem movimento por convecção natural. Assim, a perda térmica através dessa camada de ar foi avaliada por um mecanismo unidimensional de condução de calor como indicado na Equação C.7 e definiu-se a resistência de condução conforme a Equação C.8. Nesta equação, a condutividade térmica do ar ( $k_{ar}$ ) foi avaliada na temperatura do aquecedor ativo. A área de troca de calor foi considerada a área da base inferior do aquecedor baseada em sua aresta ( $a = 50$  mm). A distância das superfícies de troca de calor foi considerada como sendo a altura da cavidade ( $e = 1,2$  mm).

$$q_{cd} = \frac{(T_{aq} - T_{cav})}{R_{cd}} \quad (C.7)$$

$$R_{cd} = \frac{e}{k_{ar} a^2} \quad (C.8)$$

A troca de calor por radiação entre a superfície da base do aquecedor e da cavidade foi obtida através da Equação C.9.

$$q_{rd} = \frac{\sigma A (T_{aq}^4 - T_{cav}^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{1cav}} + \frac{1 - \varepsilon_{cav}}{\varepsilon_{cav} A_{cav}}} \quad (C.9)$$

Admitiu-se o fator de forma igual a unidade entre as duas superfícies e o termo das temperaturas foi expandido, obtendo-se a Equação C.10. A emissividade da base do aquecedor ( $\varepsilon_1$ ) foi considerada igual a 0,1 e a emissividade da folha de alumínio ( $\varepsilon_{cav}$ ) na cavidade foi considerada igual a 0,3.

$$q_{rd} = \frac{\sigma A (T_{aq}^2 + T_{cav}^2) (T_{aq} + T_{cav}) (T_{aq} - T_{cav})}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{cav}} - 1} \quad (C.10)$$

A resistência por radiação foi obtida a partir da Equação C.10, como indicado na Equação C.11.

$$R_{rd} = \frac{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{cav}} - 1}{\sigma A (T_{aq}^2 + T_{cav}^2) (T_{aq} + T_{cav})} \quad (C.11)$$

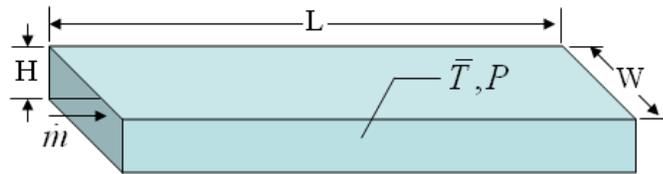
Devido à pequena diferença entre a temperatura da base do aquecedor ( $T_{aq}$ ) e da face inferior da cavidade ( $T_{cav}$ ), a resistência térmica devido à radiação foi aproximada pela Equação C.12.

$$R_{rd} = \frac{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{cav}} - 1}{\sigma a^2 4 T_{aq}^3} \quad (C.12)$$

Para a obtenção da resistência térmica da aleta foi utilizada a Equação C.13. Essa equação considera o coeficiente de transferência de calor ( $h$ ), a eficiência da aleta ( $\eta$ ) e a área efetiva de troca de calor de somente uma das faces da aleta.

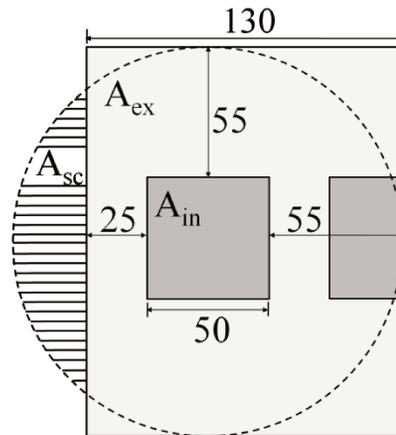
$$R_a = \frac{1}{\eta h A_a} \quad (C.13)$$

Para avaliar o coeficiente de transferência de calor associado ao escoamento foi utilizado o comando “callDuctFlow” da planilha EES que utiliza a geometria indicada na Figura C.3 e os seguintes dados de entrada: temperatura de entrada do escoamento, pressão atmosférica, vazão mássica através do duto, dimensões do duto e rugosidade das paredes do duto.



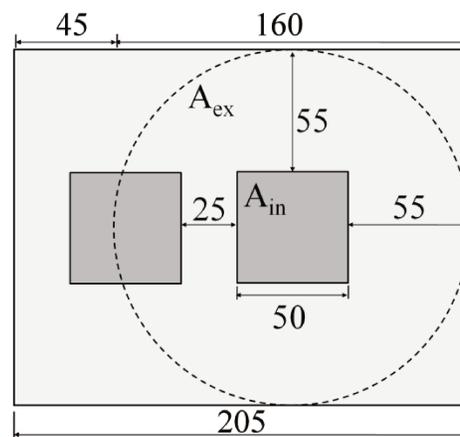
**Figura C.3.** Esquema do duto retangular na planilha EES.

Entre as dimensões consideradas do duto está o seu comprimento. Para o aquecedor 1 ativo, o comprimento do duto (L) foi considerado igual a 130 mm, conforme indicado na Figura C.4.



**Figura C.4.** Comprimento equivalente do duto para o aquecedor 1.

No caso do aquecedor 2, foi utilizado o comando “callDuctFlow” duas vezes para diferentes comprimentos do duto,  $L_1 = 45$  mm e  $L_3 = 205$  mm, ilustrados na Figura C.5.

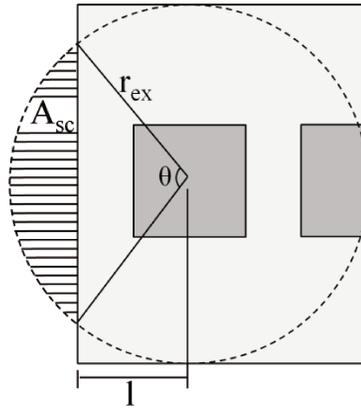


**Figura C.5.** Comprimento equivalente do duto para o aquecedor 2.

Dessa forma, foram obtidos dois coeficientes de transferência de calor distintos,  $h_1$  e  $h_3$ . Assim o coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) para o aquecedor 2 ativo correspondente ao comprimento de 160 mm foi obtido através da Equação C.14.

$$h = \frac{h_3 L_3 - h_1 L_1}{L_3 - L_1} \quad (\text{C.14})$$

Para calcular a eficiência da aleta ( $\eta$ ) foi utilizado o comando “eta\_fin\_annular\_rect” da planilha EES que utiliza as informações da espessura da aleta ( $t$ ), da condutividade térmica do material ( $k$ ), do coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) e dos raios interno ( $r_{in}$ ) e externo ( $r_{ex}$ ). Para a análise da área efetiva de troca de calor da aleta ( $A_a$ ) foram considerados dois casos distintos. Para o aquecedor 1 ativo, o raio externo da aleta era superior à distância da entrada até o centro do aquecedor, como indicado na Figura C.6.



**Figura C.6.** Área efetiva de troca de calor para o aquecedor 1.

Dessa forma, a área do segmento circular ( $A_{sc}$ ) foi subtraída da área da superfície estendida para a obtenção da área efetiva de troca de calor ( $A_a$ ) indicada na Equação C.15.

$$A_a = [\pi(r_{ex}^2 - r_{in}^2)] - \left[ \frac{r_{ex}^2 \theta}{2} - \frac{1}{2}(r_{ex}^2 \sin \theta) \right] \quad (C.15)$$

O ângulo  $\theta$  foi calculado, em radianos, a partir da relação entre a distância da entrada do duto até o centro do aquecedor ( $l$ ) e o raio externo da aleta ( $r_{ex}$ ), como apresentado na Equação C.16.

$$\cos\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{l}{r_{ex}} \quad (C.16)$$

Para o aquecedor 2 ativo, a área efetiva de troca de calor da aleta ( $A_a$ ) era igual a área da superfície estendida. Para cada análise da planilha EES foi necessário fornecer os dados da temperatura de entrada do escoamento, temperatura do aquecedor ativo, pressão atmosférica e a vazão mássica de cada teste. Exemplos das planilhas utilizadas estão apresentadas na Tabela C.1.

**Tabela C.1.** Planilha EES para as perdas por condução.

" AQUECEDOR 1 ATIVO"	" AQUECEDOR 2 ATIVO"
<pre> \$UnitSystem SI K Pa J T_aq = 323,1 T_0 = 300,8 P_at = 94250 m_dot=0,005132788 [kg/s] L_aq = 0,050 r_in = L_aq /sqrt(pi) r_ex = 0,080 t=0,004 H=0,020 [m] W=0,160 [m] L_d = 0,130 [m] cos(teta/2) = L_aq / r_ex A_e = 0,5 * r_ex^2 * (teta - sin(teta)) A_c = pi * (r_ex^2 - r_in^2) A_a = (A_c - A_e) RelRough=0,00 [-] call DuctFlow('air';T_0;P_at;m_dot;H;W; L_d; RelRough:h_T;h_H;DELTAP; Nusselt_T; f; Re) k = 0,18 [W/m-K] eta=eta_fin_annular_rect(t; r_in; r_ex; h_T; k) R_a = 1 / (h_T * A_a * eta) R_cd = e / (k_ar * L_aq^2) R_rd = (1/eps_1 + 1/eps_2 - 1) / (sigma * 4 * T_aq^3 * L_aq^2) R_p = R_cd * R_rd / (R_cd + R_rd) R_eq = R_p + R_a e = 0,0012 k_ar=Conductivity('air';T=T_aq) eps_1 = 0,1 eps_2 = 0,3 sigma = 5,67E-8 q_a = (T_aq - T_0) / R_eq </pre>	<pre> \$UnitSystem SI K Pa J T_aq = 312,85 T_0 = 300,15 P_at = 93800 m_dot=0,00515632 [kg/s] L_aq = 0,050 r_in = L_aq /sqrt(pi) r_ex = 0,080 t=0,004 A_a = pi * (r_ex^2 - r_in^2) H=0,02 [m] W=0,16 [m] L_d1 = 0,045 [m] RelRough=0,00 [-] call DuctFlow('air';T_0;P_at;m_dot;H;W; L_d1; RelRough:h_T1; h_H1;DELTAP1; Nusselt_T1;f1; Re_1) L_d3 = 0,205 call DuctFlow('air';T_0;P_at;m_dot;H;W; L_d3; RelRough:h_T3; h_H3;DELTAP3; Nusselt_T3;f3; Re_3) h_TB = (h_T3 * L_d3 - h_T1 * L_d1) / (L_d3 - L_d1) k = 0,18 [W/m-K] eta=eta_fin_annular_rect(t; r_in; r_ex; h_TB; k) R_a = 1 / (h_TB * A_a * eta) R_cd = e / (k_ar * L_aq^2) R_rd = (1/eps_1 + 1/eps_2 - 1) / (sigma * 4 * T_aq^3 * L_aq^2) R_p = R_cd * R_rd / (R_cd + R_rd) R_eq = R_p + R_a e = 0,0012 k_ar=Conductivity('air';T=T_aq) eps_1 = 0,1 eps_2 = 0,3 sigma = 5,67E-8 q_a = (T_aq - T_0) / R_eq </pre>

## C.2 Perdas térmicas por radiação

As perdas térmicas do aquecedor ativo por radiação ( $q_{rd}$ ) ocorreram através das superfícies expostas ao escoamento de ar e foram determinadas através da Equação C.17 pela aproximação de uma superfície pequena imersa em um meio envolvente de grandes dimensões.

$$q_{rd} = \varepsilon\sigma A_{aq}(T_{aq}^4 - T_{ex}^4) \quad (C.17)$$

As superfícies dos aquecedores foram lixadas e bem polidas, de forma que suas emissividades ( $\varepsilon$ ) foram consideradas iguais a 0,1. A constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma$ ) foi considerada igual a  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ . A área exposta de cada aquecedor coincide com a área de troca convectiva de calor, igual a  $(a^2 + 4aH_{aq})$ , sendo  $a$  (50 mm) e  $H_{aq}$  (6,2 mm) respectivamente a aresta e a altura do aquecedor. A temperatura da face exposta de cada aquecedor ( $T_{aq}$ ) foi considerada igual à média dos valores fornecidos pelos três termopares instalados em seu interior. A temperatura do meio envolvente ( $T_{ex}$ ) foi considerada igual à média das temperaturas fornecidas por dois termopares montados na parede do duto oposta ao substrato de acrílico, centrados na posição acima de cada aquecedor.

## C.3 Perdas térmicas através dos fios conectores

Os fios de cobre conectados às resistências elétricas dos aquecedores e os fios dos termopares embutidos nos aquecedores saíam do duto retangular através de orifícios na placa do substrato. Eles eram então dispostos ao longo da face externa do substrato, cobertos pela camada de isolamento térmico utilizada na montagem, antes de saírem para o ambiente do Laboratório. Dessa forma, a perda térmica desses fios ( $q_f$ ) foi avaliada por condução unidimensional de calor ao longo de cada fio. Ela foi subdividida entre a perda através dos dois fios de potência ( $q_{fp}$ ) e dos seis fios de termopar ( $q_{ft}$ ) de cada aquecedor.

$$q_f = q_{fp} + q_{ft} \quad (C.18)$$

Estas parcelas foram avaliadas respectivamente através das Equações C.19 e C.20.

$$q_{fp} = 2 k_{cu} A_{fp} \frac{(T_{aq} - T_0)}{L_f} \quad (C.19)$$

$$q_{ft} = 3 k_{cr} A_{ft} \frac{(T_{aq} - T_0)}{L_f} + 3 k_{alu} A_{ft} \frac{(T_{aq} - T_0)}{L_f} \quad (C.20)$$

A condutividade térmica dos fios de cobre ( $k_{cu}$ ) foi admitida igual a 401 W/m.K (INCROPERA *et al.*, 2008) e as condutividades térmicas dos fios de cromel e alumel iguais respectivamente a 19,26 W/m.K e 29,73 W/m.K (OMEGA, 2013). A área da seção transversal de cada fio foi calculada utilizando o seu diâmetro. Os fios de cobre possuíam diâmetro de 0,29 mm e o fios de termopares, 0,127 mm. Nesta avaliação foi utilizada a diferença das temperaturas medidas do aquecedor ativo ( $T_{aq}$ ) e da entrada do ar no duto ( $T_0$ ), considerando que após uma extensão dos fios igual a  $L_f = 150$  mm, na região coberta pelo isolante térmico, a sua temperatura já era a mesma do ar ambiente do Laboratório ( $T_0$ ).

## APÊNDICE D – Avaliação das perdas térmicas – Resfriamento conjugado

Para avaliar a matriz de coeficientes conjugados, tanto para o substrato de acrílico quanto para o substrato de alumínio, foi necessário estimar a taxa de perda de calor do aquecedor ativo pelo mecanismo conjugado convecção forçada-condução ( $q_{cj}$ ). Essa taxa foi obtida subtraindo da potência elétrica dissipada em cada aquecedor ( $q_{aq}$ ) a soma de três perdas térmicas. Foram consideradas as perdas térmicas por radiação dos aquecedores e da placa do substrato ( $q_{rd}$ ), as perdas térmicas pelos fios conectores que saem dos aquecedores ( $q_f$ ) e as perdas por condução através do isolamento térmico na base do substrato ( $q_{is}$ ), como indicado na Equação D.1.

$$q_{cj} = q_{aq} - (q_{rd} + q_f + q_{is}) \quad (D.1)$$

### D.1 Perdas térmicas por radiação

As perdas térmicas por radiação ( $q_{rd}$ ) indicadas na Equação D.2 foram calculadas considerando as perdas pelas superfícies expostas dos dois aquecedores ( $q_{ra}$ ) e no caso do substrato do alumínio, as perdas pela superfície exposta do substrato ( $q_{rs}$ ).

$$q_{rd} = q_{ra} + q_{rs} \quad (D.2)$$

As perdas por radiação das superfícies expostas dos aquecedores foram determinadas através da Equação D.3, utilizando um tratamento análogo ao utilizado anteriormente no Apêndice C, com a mesma área e emissividades das superfícies dos aquecedores.

$$q_{ra} = \varepsilon \sigma A_{aq} (T_{aq}^4 - T_{ex}^4) \quad (D.3)$$

As perdas por radiação térmica da superfície exposta do substrato de alumínio apresentada na Equação D.4 foram estimadas considerando novamente a radiação de uma pequena superfície para um meio ambiente de dimensões muito maiores.

$$q_{rs} = \epsilon_s \sigma A_{sb} (T_{sb}^4 - T_{ex}^4) \quad (D.4)$$

A superfície exposta do substrato foi bem polida e a sua emissividade ( $\epsilon_{sb}$ ) foi considerada igual a 0,2. A área da superfície do substrato foi calculada pelo produto do seu comprimento ( $L = 300$  mm) e largura ( $W = 160$  mm). A área da face exposta do substrato ( $A_{sb}$ ) foi obtida subtraindo a área da base de cada aquecedor ( $2 \times a^2$ ), como indicado na Equação D.5.

$$A_{sb} = (WL - 2a^2) \quad (D.5)$$

A temperatura dessa área efetiva de troca de calor ( $T_{sb}$ ) foi estimada utilizando uma média ponderada com uma área efetiva de atuação dos onze termopares instalados na superfície inferior do substrato de alumínio.

## D.2 Perdas térmicas por condução nos fios

As perdas térmicas por condução nos fios que saem do aquecedor ( $q_f$ ) foram avaliadas da mesma forma utilizada no Apêndice C, conforme indicado nas Equações D.6 e D.7. Elas também foram associadas aos dois fios de potência de cobre e aos fios de três termopares instalados em cada aquecedor.

$$q_{fp} = 2 k_{cu} A_{fp} \frac{(T_{aq} - T_0)}{L_f} \quad (D.6)$$

$$q_{ft} = 3 k_{cr} A_{ft} \frac{(T_{aq} - T_0)}{L_f} + 3 k_{alu} A_{ft} \frac{(T_{aq} - T_0)}{L_f} \quad (D.7)$$

As condutividades térmicas dos fios de cobre ( $k_{cu}$ ), cromel ( $k_{cr}$ ) e alumel ( $k_{alu}$ ) foram obtidas de Tabelas de Propriedades (INCROPERA *et al.*, 2008; OMEGA, 2013), respectivamente iguais a 401 W/m.K, 19,26 W/m.K e 29,73 W/m.K. A área da seção transversal de cada fio foi calculada com base no seu diâmetro. No caso do substrato de acrílico, os fios de potência de cobre possuíam diâmetros de 0,29 mm enquanto os fios de termopares possuíam diâmetros de 0,127 mm. Para o substrato de alumínio, os fios de potência possuíam 0,455 mm de diâmetro enquanto os fios de termopares possuíam 0,254 mm de diâmetro. A diferença entre as temperaturas medidas do aquecedor ativo ( $T_{aq}$ ) e da entrada do ar no duto ( $T_0$ ) foi considerada para essa análise, supondo que após a extensão dos fios,  $L_f = 150$  mm, na região coberta pelo isolante térmico, a temperatura na extremidade já seria a mesma do ar ambiente do Laboratório.

### D.3 Perdas térmicas através do isolamento térmico

As faces inferiores externas dos substratos foram totalmente cobertas por uma camada de isolamento térmico constituído por uma espuma de poliuretano com condutividade térmica igual a  $k_{is} = 0,04$  W/m.K. As perdas térmicas através desse isolamento ( $q_{is}$ ) foram avaliadas por condução unidimensional como indicado na Equação D.8.

$$q_{is} = k_{is} A_{is} \frac{(T_{sb} - T_{is})}{H_{is}} \quad (D.8)$$

A área de troca térmica por condução foi considerada a área da face inferior do substrato ( $A_{is}$ ) dada pelo produto da largura ( $W = 160$  mm) pelo comprimento do substrato ( $L = 300$  mm). A diferença de temperatura considerada na Equação D.8 refere-se à temperatura média da face externa do substrato ( $T_{sb}$ ) e a temperatura do termopar instalado da face inferior do isolante ( $T_{is}$ ), centrado no aquecedor ativo. A espessura do isolamento ( $H_{is}$ ) era igual a 124 mm.

## APÊNDICE E – Programação no pacote computacional PHOENICS

A seguinte rotina de programação foi inserida no arquivo Q1 (arquivo de entrada) via INFORM (parte aberta para programação) no pacote computacional PHOENICS, para o cálculo da temperatura do aquecedor inativo em cada teste, como explicado no Capítulo 4.

```
CHAR(NT,NL,NW,KAR,KAL); NT=1250;NL=550;NW=1100;KAR=0.02514;KAL=204
(STORED YP1 AT P_NORTH IS (YV-YG) WITH SWPFIN)
(STORED YP2 AT P_NORTH IS (YG[&+1]-YV) WITH SWPFIN)
(STORED ALN AT P_NORTH IS (KAL/YP1) WITH SWPFIN)
(STORED ARN AT P_NORTH IS (KAR/YP2) WITH SWPFIN)
(STORED TWPN AT P_NORTH IS (TEM1[&+1]*ARN+TEM1*ALN)/(ARN+ALN)
WITH$ SWPFIN)
(STORED STWN AT P_NORTH IS SUM(TWPN) WITH SWPFIN)
(STORED TWN AT P_NORTH IS STWN/(NT) WITH SWPFIN)
(STORED XP1 AT P_WEST IS (XU-XG) WITH SWPFIN)
(STORED XP2 AT P_WEST IS (XG[+1]-XU) WITH SWPFIN)
(STORED ALW AT P_WEST IS (KAL/XP2) WITH SWPFIN)
(STORED ARW AT P_WEST IS (KAR/XP1) WITH SWPFIN)
(STORED TWPW AT P_WEST IS (TEM1[+1]*ALW+TEM1*ARW)/(ARW+ALW)
WITH SWPFIN)
(STORED STWW AT P_WEST IS SUM(TWPW) WITH SWPFIN)
(STORED TWW AT P_WEST IS STWW/(NW) WITH SWPFIN)
(STORED ZP1 AT P_LOW IS (ZW-ZG) WITH SWPFIN)
(STORED ZP2 AT P_LOW IS (ZG[&&+1]-ZW) WITH SWPFIN)
(STORED ALU AT P_LOW IS (KAL/ZP2) WITH SWPFIN)
(STORED ARL AT P_LOW IS (KAR/ZP1) WITH SWPFIN)
(STORED TWPL AT P_LOW IS (TEM1[&&+1]*ALU+TEM1*ARL)/(ARL+ALU)
WITH SWPFIN)
(STORED STWL AT P_LOW IS SUM(TWPL) WITH SWPFIN)
(STORED TWL AT P_LOW IS STWL/(NL) WITH SWPFIN)
(STORED ZHP1 AT P_HIGH IS (ZW-ZG) WITH SWPFIN)
(STORED ZHP2 AT P_HIGH IS (ZG[&&+1]-ZW) WITH SWPFIN)
(STORED ALH AT P_HIGH IS (KAL/ZHP1) WITH SWPFIN)
(STORED ARH AT P_HIGH IS (KAR/ZHP2) WITH SWPFIN)
(STORED TWPH AT P_HIGH IS (TEM1[&&+1]*ARH+TEM1*ALH)/(ARH+ALH)
WITH SWPFIN)
(STORED STWH AT P_HIGH IS SUM(TWPH) WITH SWPFIN)
(STORED TWH AT P_HIGH IS STWH/(NL) WITH SWPFIN)
```