

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

GABRIEL NUNES MAIA JUNIOR

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM DESCRITOR INVARIANTE DO
RESFRIAMENTO CONJUGADO POR CONVECÇÃO FORÇADA-
CONDUÇÃO DE AQUECEDORES DISCRETOS EM CANAIS**

DISSERTAÇÃO

PONTA GROSSA

2019

GABRIEL NUNES MAIA JUNIOR

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM DESCRITOR INVARIANTE DO
RESFRIAMENTO CONJUGADO POR CONVECÇÃO FORÇADA-
CONDUÇÃO DE AQUECEDORES DISCRETOS EM CANAIS**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Área de Concentração: Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Antonini Alves

PONTA GROSSA

2019

Ficha catalográfica elaborada pelo Departamento de Biblioteca
da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa
n.77/19

M217 Maia Junior, Gabriel Nunes

Estudo experimental de um descritor invariante do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de aquecedores discretos em canais / Gabriel Nunes Maia Junior, 2019.

79 f.; il. 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Antonini Alves

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2019.

1. Calor - Transmissão. 2. Aquecedores de ar. 3. Escoamento. I. Alves, Thiago Antonini. III. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. IV. Título.

CDD 620.1

FOLHA DE APROVAÇÃO

Título de Dissertação Nº 26/2019

**“ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM DESCRITOR INVARIANTE DO RESFRIAMENTO
CONJUGADO POR CONVECÇÃO FORÇADA-CONDUÇÃO DE AQUECEDORES
DISCRETOS EM CANAIS”**

por

Gabriel Nunes Maia Junior

Esta dissertação foi apresentada às **9 horas e 30 minutos de 22 de fevereiro de 2019, na Sala de Seminários do DAMEC – J1-114**, como requisito parcial para a obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA, com Área de Concentração em Térmica e Fluidos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora, composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho **APROVADO**.

**Prof. Dr. Augusto Salomão
Bornschlegell (UFGD)**

Prof. Dr. Gilberto Zammar (UTFPR)

**Prof. Dr. Ismael de Marchi Neto
(UTFPR)**

**Prof. Dr. Thiago Antonini Alves
(UTFPR)**

Orientador e presidente da banca



Visto do Coordenador:

Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos
Coordenador do PPGEM
UTFPR – *Câmpus* Ponta Grossa

**- A FOLHA DE APROVAÇÃO ASSINADA ENCONTRA-SE ARQUIVADA NA
SECRETARIA ACADÊMICA -**

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar toda a minha felicidade e gratidão por todos aqueles que fizeram parte dessa etapa da minha vida, mas acredito que somente algumas palavras não são suficientes.

Agradeço ao Professor Dr. Thiago Antonini Alves, pela orientação, paciência, amizade e pelo exemplo de profissionalismo.

Agradeço a minha família, aos meus pais, Rosalva Aparecida de Freitas Maia e Gabriel Nunes Maia a minha irmã, Amanda de Freitas Maia e a meus avós, que sempre estiveram ao meu lado, me apoiando em todos os momentos.

Agradeço a minha noiva Andressa Roberta Pereira, pelo amor, por me apoiar, incentivar e estar ao meu lado sempre.

Aos professores do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Ponta Grossa (DAMEC/UTFPR/PG), pelo apoio.

Agradeço aos amigos de laboratório por me apoiarem e me ajudarem sempre que preciso.

A Capes por fazer esse Mestrado possível através da bolsa de auxílio financeiro.

RESUMO

MAIA JUNIOR, Gabriel Nunes. **Estudo experimental de um descritor invariante do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de aquecedores discretos em canais**. 2019. 79 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2019.

Nesta pesquisa foi efetuado um estudo experimental da transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução de aquecedores protuberantes discretos montados em um duto retangular com escoamento interno forçado de ar. A perda de calor dos aquecedores ocorreu por dois mecanismos de transferência de calor, sendo por convecção forçada nas superfícies expostas ao escoamento de ar e por condução para a placa do substrato. Foram analisados dois substratos, sendo um adiabático e o outro condutivo. O processo convectivo foi descrito pelo coeficiente convectivo adiabático, enquanto o processo conjugado de transferência de calor por convecção forçada-condução por uma matriz de coeficientes conjugados, sendo esses dois descritores invariantes com as taxas de troca de calor. Os efeitos do resfriamento dos aquecedores nos dois substratos foram comparados por meio destes descritores invariantes. Os experimentos foram realizados em um túnel aerodinâmico do tipo sucção com retorno aberto. O escoamento utilizado foi na faixa de número de *Reynolds* entre 2.000 e 10.000, sendo considerado escoamento na região de transição. Os testes experimentais foram executados contendo três aquecedores protuberantes no substrato. Nesse caso, foi considerado somente um aquecedor ativo por vez, verificando assim sua influência nos demais. Pretende-se assim executar uma validação experimental de um descritor invariante do processo conjugado de transferência de calor por convecção forçada-condução de aquecedores discretos em canais, por meio da obtenção dos coeficientes de influência conjugados g^+ e da determinação da matriz conjugada G^+ . Os resultados encontrados para o substrato adiabático apresentaram uma diferença nas temperaturas experimental e a estimada na faixa de 0,13% a 5,86%. Enquanto com o substrato condutivo esta diferença foi de 0,41% a 7,51%. Validando assim a matriz dos coeficientes conjugados proposta por Antonini Alves (2010).

Palavras-chave: Resfriamento conjugado. Descritor invariante. Coeficiente de influência conjugados.

ABSTRACT

MAIA JUNIOR, Gabriel Nunes. **Experimental study on an invariant descriptor of conjugated cooling by convection forced-conduction of discrete heaters in channels.** 2019. 79 p. Thesis (Master's Degree in Mechanical Engineering) - Postgraduate Program in Mechanical Engineering, Federal University of Technology- Paraná, Ponta Grossa, 2019.

In this research was carried out an experimental study of the conjugated heat transfer by convection forced-conduction of discrete protruding heaters assembled in a rectangular duct with forced internal air flow. The heat loss of the heaters occurred by two mechanisms of heat transfer, by forced convection on the surfaces exposed to the air flow and by conduction to the substrate plate. Two substrates were analyzed, one being adiabatic and the other conductive. The convective process was described by the adiabatic convective coefficient, while the conjugated process of heat transfer for convection forced-conduction by a matrix of conjugate coefficients, therefor these two descriptors invariant with the heat exchange rates. The effects of the heaters cooling on the two substrates were compared by these invariant descriptors. The experiments were carried out in an aerodynamic tunnel of the suction type with open return. The flow used was in the scale Re 2000 to 10000, being considered in the transition region. The tests were performed containing three protruding heaters on the substrate. In this case, only one active heater was considered at a time, thus verifying its influence on the others. It is intended to perform an experimental validation of an invariant descriptor of the heat transfer conjugate process by convection forced-conduction of discrete heaters in channels, by the conjugate influence coefficients, and thus to determine a conjugate matrix. The results found for the adiabatic substrate presented a difference in experimental and the estimated temperatures in the range of 0.13 to 5.86%. While with the conductive substrate this difference was from 0.41 to 7.51%. Validating the matrix of the conjugated coefficients proposed by Antonini Alves (2010).

Keywords: Conjugate cooling. Invariant descriptor. Conjugate influence coefficients.

LISTAS DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Evolução do número de transistor | 16 |
| Figura 2 - Fator de Falha | 17 |
| Figura 3 - Níveis de empacotamento eletrônico | 18 |
| Figura 4 - Diversas disposição de aquecedores discretos no Nível 2 de empacotamento eletrônico | 19 |
| Figura 5 - Determinação dos coeficientes g_n^{-1} da função de <i>Green</i> discreta inversa | 25 |
| Figura 6 - Caminhos térmicos considerando substrato condutivo | 27 |
| Figura 7 - Geometria e dimensões envolvidas no estudo de malha | 32 |
| Figura 8 - Simulação com um aquecedor ligado, no substrato adiabático | 33 |
| Figura 9 - Simulação com um aquecedor ligado, no substrato condutivo | 34 |
| Figura 10 - Diagrama esquemático do túnel aerodinâmico: (1) <i>plenum</i> , (2) caixa de estabilização, (3) seção de testes, (4) contração, (5) conjunto medidor de vazão e (6) ventilador centrífugo | 37 |
| Figura 11 - Dimensões e detalhe do aquecedor | 40 |
| Figura 12 - Dimensões e detalhes da tampa | 41 |
| Figura 13 - Placa de orifício: (a) ilustração 3D, (b) fotografia..... | 45 |
| Figura 14 - Balanço de energia no aquecedor | 47 |

LISTAS DE FOTOGRAFIAS

| | |
|---|----|
| Fotografia 1 - Aparato experimental | 38 |
| Fotografia 2 - Seção de testes | 39 |
| Fotografia 3 - Processo de furação dos aquecedores | 42 |
| Fotografia 4 - Aquecedor protuberante | 42 |
| Fotografia 5 - Disposição dos aquecedores no substrato adiabático | 43 |
| Fotografia 6 - Disposição dos aquecedores no substrato condutivo | 44 |

LISTAS DE GRÁFICOS

| | |
|--|----|
| Gráfico 1 - Número de <i>Nusselt</i> adiabático vs <i>Reynolds</i> no substrato adiabático | 54 |
| Gráfico 2 - Coeficientes de influência g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ em um substrato adiabático | 56 |
| Gráfico 3 - Coeficientes de influência g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ em um substrato adiabático | 58 |
| Gráfico 4 - Coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ em um substrato adiabático | 59 |
| Gráfico 5 - Coeficientes de influência conjugados g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ em um substrato condutivo | 63 |
| Gráfico 6 - Coeficientes de influência conjugados g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ em um substrato condutivo | 65 |
| Gráfico 7 - Coeficientes de influência conjugados g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ em um substrato condutivo | 66 |

LISTAS DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 - Incertezas estimadas | 51 |
| Tabela 2 - Testes com um aquecedor no substrato adiabático | 53 |
| Tabela 3 - Número de <i>Nusselt</i> adiabático em um substrato adiabático | 54 |
| Tabela 4 - Coeficientes de influência g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ num substrato adiabático | 55 |
| Tabela 5 - Coeficientes de influência g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ num substrato adiabático | 57 |
| Tabela 6 - Coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ num substrato adiabático | 58 |
| Tabela 7 - Temperatura estimada vs experimental para três aquecedores num substrato adiabático | 60 |
| Tabela 8 - Testes com um aquecedor no substrato condutivo | 62 |
| Tabela 9 - Coeficientes de influência conjugados g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ num substrato condutivo.. | 63 |
| Tabela 10 - Coeficientes de influência conjugados g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ num substrato condutivo | 64 |
| Tabela 11 - Coeficientes de influência conjugados g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ num substrato condutivo | 66 |
| Tabela 12 - Temperatura estimada x experimental para três aquecedores num substrato condutivo | 67 |

LISTA DE SIGLAS

| | |
|-------|--|
| DAMEC | Departamento Acadêmico de Mecânica |
| LabCT | Laboratório de Controle Térmico |
| LPC | Laboratório de Pesquisa Computacional |
| CI | Circuito Impresso |
| PCB | Placa de Circuito Impresso |
| PG | Ponta Grossa |
| PPGEM | Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica |
| UTFPR | Universidade Tecnológica Federal do Paraná |
| 2D | Bidimensional |
| 3D | Tridimensional |

LISTA DE SÍMBOLOS

| Letras Latinas | | Unidade |
|-----------------------|---|-----------------------|
| A | Área Superficial de Troca de Calor | [m ²] |
| c_p | Calor Específico a Pressão Constante do Fluido | [J/kg.K] |
| C | Coefficiente de Descarga | |
| E | Coefficiente de expansão do fluido | |
| G | Função de <i>Green</i> Discreta | [W/K] |
| G^+ | Matriz que Agrupa os Coeficientes de Influência Conjugados | |
| G^{-1} | Função de <i>Green</i> Discreta Inversa | |
| g^+ | Coefficiente de Influência Conjugado | |
| g^* | Função de Superposição Discretizada | |
| g^{-1} | Termo da Função de <i>Green</i> Discreta Inversa | |
| H | Altura do Canal | [m] |
| H_h | Altura do Aquecedor | [m] |
| h_{ad} | Coefficiente Adiabático de Transferência de Calor | [W/m ² .K] |
| h_{ref} | Coefficiente de Transferência de Calor Baseado na Temperatura de Referência | [W/m ² .K] |
| h_{∞} | Coefficiente de Transferência de Calor Baseado na Temperatura de Corrente Livre | [W/m ² .K] |
| h_m | Coefficiente de Transferência de Calor Baseado na Temperatura Média de Mistura | [W/m ² .K] |
| h_0 | Coefficiente de Transferência de Calor Baseado na Temperatura de Entrada | [W/m ² .K] |
| I | Número do Aquecedor Considerado | |
| K | Condutividade Térmica do Fluido de Trabalho | [W/m.K] |
| k_h | Condutividade Térmica do Aquecedor | [W/m.K] |
| k_s | Condutividade Térmica do Substrato | [W/m.K] |
| L | Comprimento do Canal | [m] |
| L_h | Comprimento do Aquecedor | [m] |
| L_s | Distância entre Aquecedor | [m] |
| L_u | Comprimento Livre a Montante do Primeiro Aquecedor | [m] |

| | | |
|------------|---|--------|
| L_d | Comprimento Livre a Jusante do Terceiro Aquecedor | [m] |
| N | Número de Aquecedores | |
| \dot{m} | Vazão Mássica do Escoamento no Canal | [kg/s] |
| P | Pressão | [Pa] |
| Pe | Número de <i>Peclet</i> | |
| Q | Taxa de Transferência de Calor | [W] |
| q_s | Taxa de Transferência de Calor Correspondente à Condução no Substrato | [W] |
| q_f | Taxa de Transferência de Calor Correspondente à Convecção | [W] |
| q_{conv} | Taxa de Transferência de Calor Trocado por Convecção | [W] |
| Re_D | Número de <i>Reynolds</i> no conjunto medidor de vazão | |
| Re_{Dh} | Número de <i>Reynolds</i> na seção de teste | |
| T_{ad} | Temperatura Adiabática | [K] |
| T_s | Temperatura Superficial | [K] |
| T_{ref} | Temperatura de Referência | [K] |
| T_∞ | Temperatura de Corrente Livre | [K] |
| T_m | Temperatura Média de Mistura | [K] |
| T_0 | Temperatura de Entrada | [K] |
| T_h | Temperatura do Aquecedor | [K] |
| L | Espessura do Substrato | [m] |
| u_0 | Velocidade de Entrada | [m/s] |
| U | Componente da Velocidade na Direção x | [m/s] |
| V | Componente da Velocidade na Direção y | [m/s] |
| W | Componente da Velocidade na Direção z | [m/s] |
| W | Largura do Canal | [m] |
| W_h | Largura do Aquecedor | [m] |
| W_s | Distância entre o Aquecedor e a Borda Lateral do Canal | [m] |

Letras Gregas

| | | |
|----------|--|----------------------|
| μ | Viscosidade Dinâmica do Fluido | [Pa.s] |
| ρ | Massa Específica do Fluido | [kg/m ³] |
| β | Razão entre o diâmetro d e do diâmetro D | |
| κ | Coefficiente isoentrópico do fluido | |

Sobrescritos

| | | |
|----|----------------------------|---------------------|
| TM | <i>Trade Mark</i> | |
| — | Médio | |
| ' | Por Unidade de Comprimento | [1/m] |
| " | Por Unidade de Área | [1/m ²] |
| . | Por Unidade de Tempo | [1/s] |

Subscritos

| | |
|----------|------------------------------|
| Ad | Adiabático |
| $Conv$ | Convecção |
| d | Jusante |
| f | Fluido |
| h | Aquecedor |
| i | Aquecedor Considerado |
| m | Média de Mistura |
| n | Aquecedor Influenciado |
| ref | Referência |
| rec | Recirculação |
| s | Substrato |
| u | Montante |
| 0 | Entrada |
| ∞ | Corrente Livre do Escoamento |

SUMÁRIO

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 1. | INTRODUÇÃO | 16 |
| 1.1. | OBJETIVOS | 19 |
| 1.1.1. | Objetivo Geral | 20 |
| 1.1.2. | Objetivos Específicos | 20 |
| 1.2. | JUSTIFICATIVA | 20 |
| 1.3. | ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO | 21 |
| 2. | REFERÊNCIAL TEÓRICO | 22 |
| 2.1. | COEFICIENTE ADIABÁTICO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR | 22 |
| 2.2. | A FUNÇÃO DE GREEN DISCRETA | 25 |
| 2.3. | RESFRIAMENTO CONJUGADO | 27 |
| 2.4. | MATRIZ DOS COEFICIENTES CONJUGADOS | 28 |
| 2.5. | ESTADO DA ARTE | 30 |
| 3. | INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL | 36 |
| 3.1. | DESCRIÇÃO GERAL DO TÚNEL AERODINÂMICO | 36 |
| 3.2. | DESCRIÇÃO DOS AQUECEDORES | 40 |
| 3.3. | MONTAGEM DOS AQUECEDORES NOS SUBSTRATOS | 43 |
| 3.3.1. | Substrato Adiabático | 43 |
| 3.3.2. | Substrato Condutivo | 44 |
| 3.4. | ISOLAMENTO TÉRMICO | 45 |
| 3.5. | DESCRIÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA | 45 |
| 3.5.1. | Placa de Orifício | 45 |
| 3.5.2. | Fonte de Alimentação | 46 |
| 3.5.3. | Sistema de Aquisição de Dados e Termopares | 46 |
| 3.6. | PARÂMETROS TERMOFLUIDODINÂMICOS DE INTERESSE | 46 |
| 3.6.1. | Número de <i>Reynolds</i> do escoamento | 47 |
| 3.6.2. | Avaliação das perdas térmicas | 47 |
| 3.6.3. | Número de <i>Nusselt</i> | 48 |
| 3.7. | PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL | 49 |
| 3.8. | DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES CONJUGADOS | 49 |
| 3.9. | ANÁLISE DE INCERTEZAS | 50 |

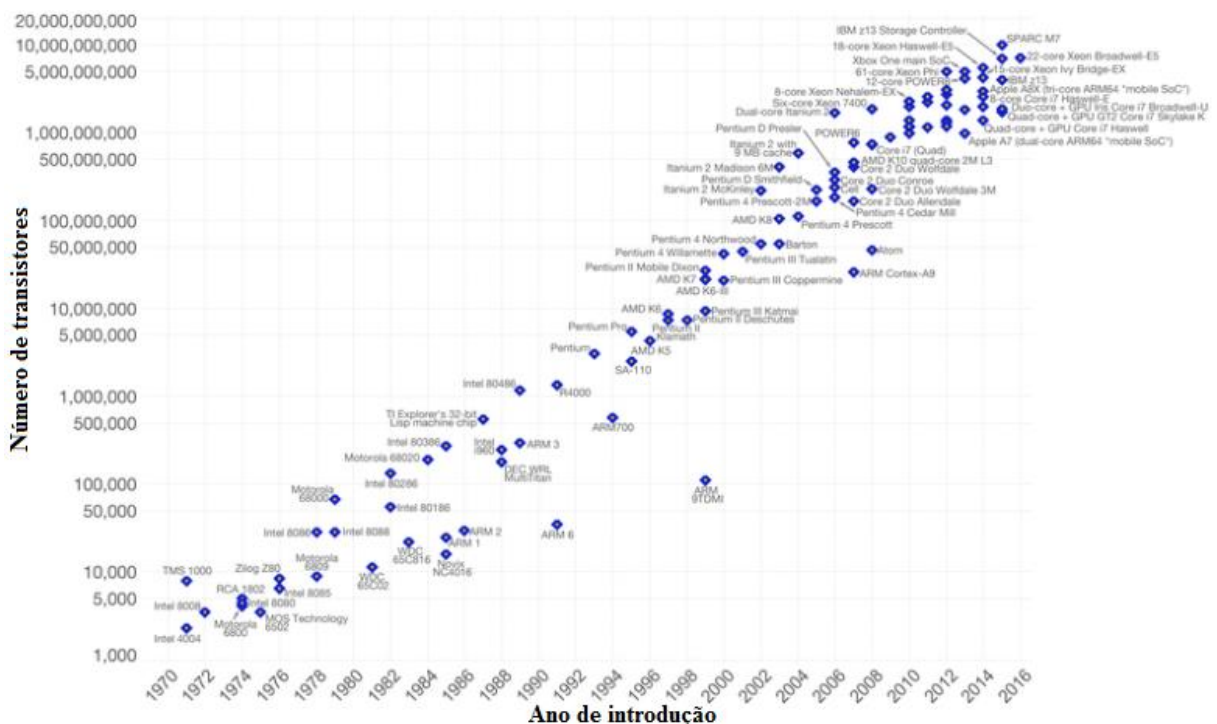
| | | |
|-----------|--|-----------|
| 4. | RESULTADOS | 52 |
| 4.1. | SUBSTRATO ADIABÁTICO | 52 |
| 4.2. | SUBSTRATO CONDUTIVO | 61 |
| 5. | CONCLUSÕES | 68 |
| 5.1. | SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS | 69 |
| | REFERÊNCIAS | 70 |
| | APÊNDICE A | 74 |
| | APÊNDICE B..... | 77 |
| | B.1 Substrato Adiabático | 78 |
| | B.2 Substrato Condutivo..... | 79 |

1 INTRODUÇÃO

Com a criação dos circuitos integrados (CI) em 1960, vários componentes foram incorporados em um único *chip* com isso, as potências elétricas a serem dissipadas pelo CI começaram a aumentar, sendo importante o estudo de seu resfriamento, pois as potências dissipadas anteriormente eram menores e a transferência de calor por convecção natural era suficiente para esse resfriamento (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Em 1970 com o início da evolução da eletrônica *Gordon E. Moore* previu e demonstrou em um gráfico a evolução do número de transistores em um *chip*, essa evolução pode ser observada na Fig. 1. Diante disso, torna-se necessário o estudo do resfriamento desses componentes eletroeletrônicos, pois aumentando o número de transistores, o calor a ser dissipado também aumenta.

Figura 1 - Evolução do número de transistores de um *chip*



Fonte: Adaptado *Our World in Data* (2019)

Componentes eletroeletrônicos ativos montados em uma placa de circuitos impresso dissipam potência elétrica por efeito *ohmico* e por essa razão atingem uma temperatura de operação acima da ambiente. A avaliação da temperatura dos componentes montados em uma placa de circuitos impresso é um problema de bastante interesse pelo fato que eles operam de forma adequada apenas em uma faixa limitada de temperatura (RESENDE, 2016).

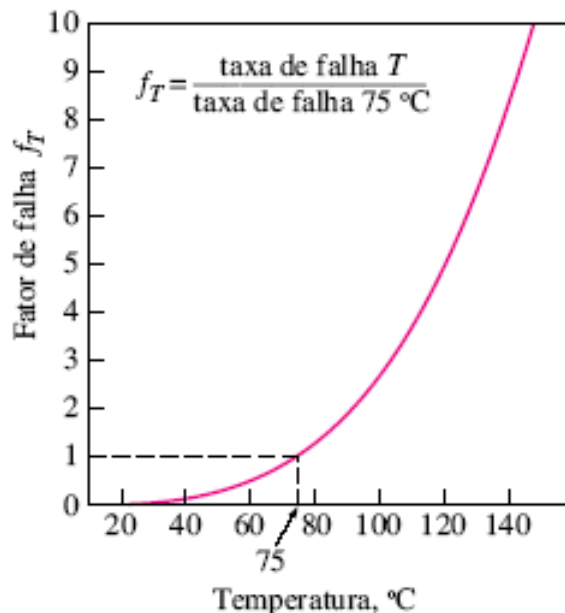
Com o advento da eletrônica moderna, os equipamentos eletroeletrônicos se tornaram mais rápidos, incorporaram maiores funcionalidades e foram miniaturizados, acarretando inevitavelmente um aumento significativo na densidade de potência, como no caso de *smartphones*, *notebooks*, *tablets* e computadores (NISHIDA, 2012).

Outro ponto importante é o aumento no rendimento de processadores e placas de circuito impresso através de um procedimento conhecido como *overclocking* – processo que força um componente eletroeletrônico a trabalhar em uma frequência mais alta do que aquela especificada pelo fabricante. Essa técnica pode ser um tanto arriscada, pois com o aumento da frequência, pode-se desestabilizar o sistema, causando danos ao *hardware* (BARBUR, 2013).

Conforme Marchi Neto (2014), um dos fatores limitantes mais importantes no desenvolvimento de novos equipamentos eletroeletrônicos, é a forma como os seus componentes são resfriados. Esse acaba sendo um fato a ser estudado, pois o desenvolvimento de novos equipamentos não para, a cada dia é lançado no mercado mundial um produto novo.

Peterson e Ortega (1990) mostraram que o fator de falha do equipamento eletroeletrônico aumenta quase que exponencialmente com a temperatura de operação que não deve ultrapassar um valor entre 85 e 100°C. A Fig. 2 ilustra essa situação, onde com um pequeno incremento de temperatura, o fator de falha sofre um grande aumento.

Figura 2 - Fator de Falha

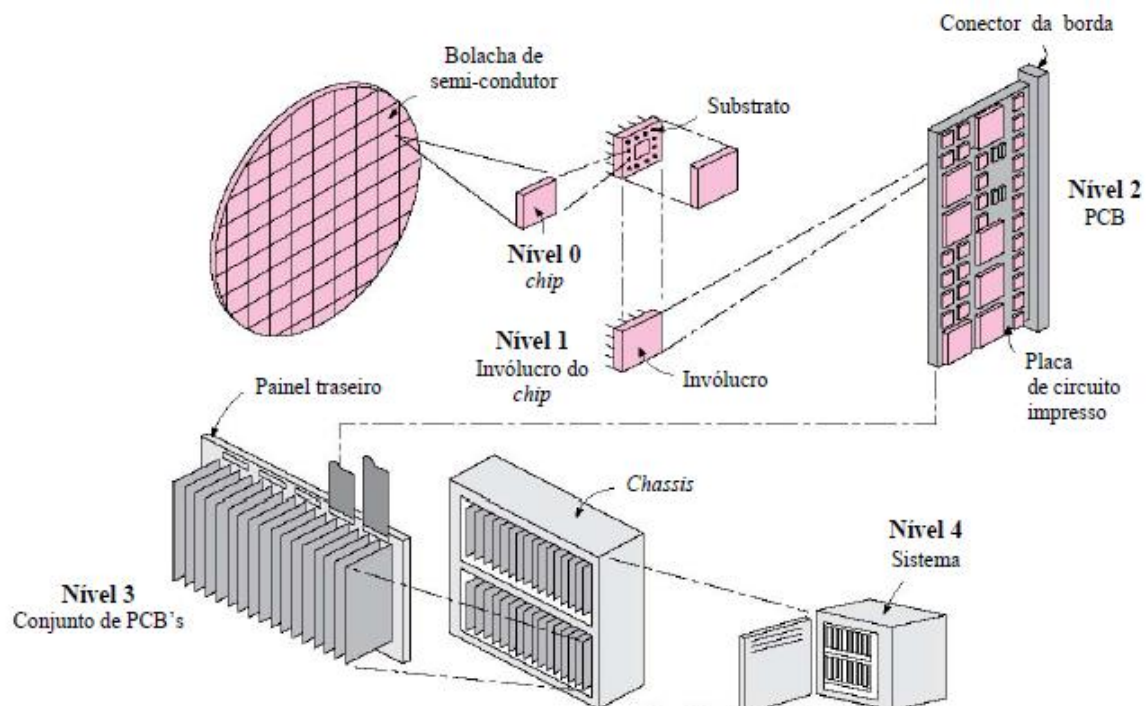


Fonte: Çengel e Ghajar (2012)

Diante desses problemas, torna-se necessário um estudo mais detalhado do comportamento das temperaturas em eletroeletrônicos, um gerenciamento térmico, para reduzir essas falhas e aumentar a confiabilidade do equipamento. As possíveis causas das falhas são a difusão do material semicondutor, as reações químicas, a movimentação da colagem dos materiais e as tensões térmicas (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Definido a problemática da pesquisa torna-se necessário entender o que é nível de empacotamento eletroeletrônico e em qual nível a presente pesquisa irá atuar. Na Fig. 3 é possível observar os níveis de empacotamento existentes.

Figura 3 - Níveis de empacotamento eletroeletrônico

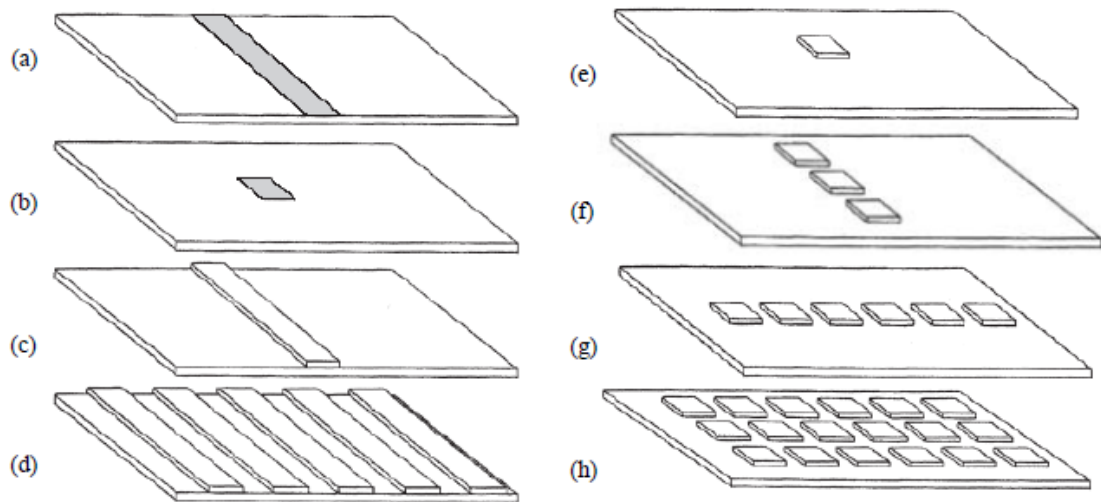


Fonte: Adaptado Çengel e Ghajar (2012)

No caso dos Níveis 0 e 1 que são os de menores tamanhos, trata-se do *chip* e de seu invólucro, onde a condução é o mecanismo de transferência de calor encontrado, pois os componentes estão em contato direto. O Nível 2 trata-se da região de estudo dessa pesquisa, onde encontram as placas de circuito impresso (PCB's), essas placas servem como base para outros componentes, que por sua vez terão que dissipar calor de uma forma eficiente. Nesse nível à transferência de calor ocorre por condução na placa e por convecção para o fluido de resfriamento. Os Níveis 3 e 4 onde encontram-se o conjunto de PCB's e o sistema, respectivamente. O mecanismo para resfriamento dos componentes eletroeletrônicos nesse nível pode ser uma ventilação forçada, trocadores de calor e sistemas de refrigeração.

Pode-se observar na Fig. 4 onde englobam aquecimento discreto de uma placa de circuito impresso e com diversas configurações: (a) aquecedor bidimensional – 2D rente à superfície, (b) aquecedor tridimensional – 3D rente à superfície, (c) aquecedor 2D protuberante, (d) aquecedores 2D protuberantes, (e) aquecedor 3D protuberante, (f) fileira de aquecedores 3D protuberantes, (g) coluna de aquecedores 3D protuberantes e (h) arranjo de aquecedores 3D protuberantes.

Figura 4 - Diversas configurações de aquecedores discretos no Nível 2 de empacotamento eletroeletrônico



Fonte : Adaptado de Joshi e Nakayama (2003)

1.1 OBJETIVOS

Nesta presente Dissertação de Mestrado, serão considerados problemas motivados pela configuração (g) da Fig. 4, classificada no Nível 2 de empacotamento eletroeletrônico associados ao controle térmico de uma coluna de três aquecedores 3D protuberantes montados em uma placa de circuito impresso. O espaço disponível para estes aquecedores pode ser restrito e o resfriamento deve ser obtido por convecção forçada. Sob estas condições, pode não haver espaço suficiente para a instalação de aletas nestes componentes com dissipação concentrada de calor. Neste caso, de acordo com Nakayama (1996) e Antonini Alves e Altemani (2012) o controle térmico dos aquecedores 3D protuberantes discretos será beneficiado pelo resfriamento conjugado por convecção forçada-condução.

1.1.1 Objetivo Geral

Executar uma validação experimental de um descritor invariante do processo conjugado de transferência de calor por convecção forçada-condução de aquecedores discretos em canais, por meio da obtenção dos coeficientes de influência conjugados (g^+), agrupados em uma matriz conjugada (G^+).

1.1.2 Objetivos Específicos

- Investigar experimentalmente o resfriamento por convecção forçada de aquecedores 3D protuberantes;
- Determinar o coeficiente adiabático de transferência de calor (h_{ad}), e a função discreta inversa de *Green* (G^{-1});
- Investigar experimentalmente o resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de aquecedores 3D protuberantes;
- Determinar a matriz conjugada (G^+);
- Validar experimentalmente a matriz conjugada (G^+) com testes.

1.2 JUSTIFICATIVA

Recorrendo à literatura disponível, Antonini Alves (2010) encontrou dois descritores invariantes do processo de transferência de calor por convecção forçada. O primeiro foi o coeficiente adiabático de transferência de calor (h_{ad}), (ANDERSON; MOFFAT, 1990), baseado na temperatura adiabática da superfície (T_{ad}), (ARVIZU; MOFFAT, 1981). O segundo foi o tratamento através da função de *Green* discreta, (G) (HACKER; EATON, 1995). Ambos fazem uso do princípio de superposição, baseado na linearidade da equação da energia, proposto por *Jean-Marie Constant Duhamel* em 1834 (GRATTAN-GUINNESS, 1990), e de coeficientes de influência que são invariantes em relação a mudanças nas condições de contorno térmicas. Estes dois procedimentos, desenvolvidos por pesquisadores da Universidade de *Stanford* nos Estados Unidos, foram aplicados com sucesso em problemas de convecção forçada de aquecedores discretos montados em substrato adiabático.

Para problemas de transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução de aquecedores discretos montados em um substrato condutivo Antonini Alves (2010) propôs em sua Tese de Doutorado uma extensão da função de *Green* discreta como um descriptor invariante. Sua metodologia foi apresentada e validada numericamente em Antonini Alves e Altemani (2012) para configurações 2D com escoamento laminar. Posteriormente, esta metodologia foi validada numericamente para configurações 3D em Antonini Alves *et al.* (2015).

Neste contexto, na presente Dissertação de Mestrado, é realizada uma análise experimental do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução, para consolidação da linha de pesquisa de controle térmico de componentes eletroeletrônicos, contribuindo assim para futuros desenvolvimentos de novos produtos eletroeletrônicos.

Outro ponto de extrema importância é que com esta validação experimental, poderá ser determinada qual a potência máxima a ser dissipada nos componentes eletroeletrônicos antes mesmo da confecção do produto, através da aplicação da matriz conjugada G^+ e dos coeficientes de influência g^+ . Ressalta-se ainda que este tratamento exclui a necessidade de obtenção de descritores invariantes convectivos, como o coeficiente adiabático de transferência de calor (h_{ad}) e/ou da função de *Green* discreta inversa (G^{-1}).

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está composto por cinco capítulos. No primeiro capítulo foi possível encontrar uma introdução do assunto pesquisado nesta Dissertação de Mestrado, juntamente com os objetivos e a justificativa. O segundo capítulo fornece todo o embasamento teórico necessário para esse trabalho, é no referencial teórico onde o tema abordado é explicado, trazendo o que vem sendo explorado nessa linha de pesquisa ou o que se tem de mais atual. O terceiro capítulo traz a metodologia, quais equipamentos serão utilizados, se está disponível na Universidade ou se foram confeccionados, como foram fabricados materiais utilizados, como foram realizados os experimentos e quais os parâmetros que foram analisados. No quarto capítulo são apresentados os resultados na forma de gráficos e tabelas com comentários e discussões do que foi obtido. No quinto capítulo são apresentadas as conclusões desse trabalho e sugestões para futuras pesquisas. Por fim são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas nesta Dissertação de Mestrado.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Esse capítulo tem por objetivo apresentar a fundamentação teórica sobre os descritores invariantes da transferência de calor por convecção forçada e da transferência de calor conjugada convecção forçada-condução.

2.1 COEFICIENTE ADIABÁTICO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Sir *Isaac Newton* (1643-1727) em 1701 (NEWTON, 1701 *apud* GRIGULL, 1984), propôs uma equação constitutiva para quantificar a taxa de transferência de calor por convecção, sendo essa equação conhecida atualmente como Lei de Resfriamento de *Newton*,

$$h_{ref} = \frac{q_{conv}}{A(T_s - T_{ref})}, \quad (1)$$

sendo que, q_{conv} é a taxa de transferência de calor por convecção [W], A é a área da superfície de troca de calor [m²], T_s e T_{ref} são, respectivamente, a temperatura superficial [°C] e a temperatura de referência do fluido [°C]. A escolha da temperatura de referência caracteriza o coeficiente de transferência de calor por convecção correspondente (h_{ref}).

Considerando condições de contorno térmicas uniformes, a temperatura de referência T_{ref} pode ser apropriadamente escolhida. Nos casos de escoamento externo, a temperatura de referência é a temperatura de corrente livre do escoamento, T_∞ , e o coeficiente convectivo correspondente é h_∞ . No escoamento interno, não há corrente livre, por isso utilizam-se outros parâmetros, como por exemplo, a temperatura média de mistura, T_m fornecendo h_m . Outra referência é a temperatura de entrada T_0 , fornecendo h_0 .

Existem, entretanto, situações práticas com condições de contorno térmicas não uniformes na superfície de transferência de calor. Nesses casos, as temperaturas de referência padrão, tais como T_m ou T_0 nos escoamentos internos, podem fornecer um coeficiente convectivo extremamente sensível às variações da temperatura da superfície dentro de um canal. Uma descontinuidade na distribuição da temperatura da superfície pode levar a uma descontinuidade do coeficiente local de transferência de calor (KAYS *et al.*, 2005).

No caso de substratos contendo aquecedores discretos montados em sua superfície, a taxa de calor dissipada em cada aquecedor pode variar arbitrariamente, causando distribuições

distintas de temperatura no substrato e nas superfícies dos aquecedores. Como citado anteriormente, considerando as definições tradicionais, h_{ref} , mantido o escoamento fluido, apresentará uma distribuição distinta para cada condição de aquecimento discreto no substrato. Neste caso, a utilidade do h_{ref} , seria limitada, pois ele seria apropriado para uma única condição de contorno térmica (ANTONINI ALVES, 2010).

Esta restrição da utilidade dos coeficientes convectivos tradicionais motivou a busca por uma alternativa que fosse independente da condição de aquecimento discreto de um substrato. Conforme citado por Moffat (1998), a primeira solução encontrada para este problema foi apresentada por Anderson e Moffat (1992 a,b), em um estudo do resfriamento de componentes eletroeletrônicos discretos montados em um substrato adiabático. A solução surgiu na forma de um coeficiente convectivo cuja temperatura de referência foi a temperatura adiabática da superfície, T_{ad} , (ARVIZU; MOFFAT, 1981). Por essa razão, ele é denominado coeficiente adiabático de transferência de calor, h_{ad} , sendo definido por:

$$h_{ad} = \frac{q_{conv}/A}{(T_s - T_{ad})}. \quad (2)$$

A temperatura adiabática de uma superfície é definida por Moffat (2004) como a temperatura que ela atingiria se fosse isolada termicamente enquanto todas as outras partes do sistema ainda dissipassem calor nas mesmas taxas e mantivessem suas temperaturas inalteradas. Com esta nova definição, os resultados obtidos indicaram que o coeficiente convectivo adiabático h_{ad} possui algumas propriedades importantes. Primeiro, ele é mensurável por um teste simples, considerando um único elemento aquecido no substrato de cada vez. Segundo, e talvez mais importante, h_{ad} é independente das condições de contorno térmicas, isto é, ele constitui um descritor invariante do processo de transferência de calor por convecção forçada. Seus valores são positivo-definidos, limitados e uma função somente da geometria, do campo de escoamento fluido e das propriedades termofísicas do fluido de resfriamento.

Este procedimento pode ser aplicado na transferência de calor por convecção forçada de uma configuração contendo N aquecedores 2D protuberantes montados em um substrato de um canal horizontal. Considerando um substrato adiabático, o aumento de temperatura no aquecedor discreto n pode ser descrito como a soma de duas contribuições. Uma, devido à esteira térmica causada pelo aquecimento dos outros aquecedores (aumento da temperatura adiabática) e a outra, devido ao seu próprio aquecimento (auto aquecimento):

$$\Delta T_n = (T_h - T_0)_n = (T_{ad} - T_0)_n + (T_h - T_{ad})_n. \quad (3)$$

Na Equação (3), T_h indica a temperatura da superfície do aquecedor discreto n considerado, T_0 a temperatura do fluido na entrada do canal e T_{ad} é a temperatura adiabática do aquecedor. Além disso, o primeiro termo do lado direito desta equação representa o efeito da esteira térmica causada pelo aquecimento a montante (assumindo um comportamento parabólico), enquanto o segundo termo representa o auto aquecimento. Devido à linearidade da equação da energia, estes termos podem ser expressos por uma função de superposição discretizada g^* proposta por Anderson e Moffat (1992 a,b), como:

$$\Delta T_n = (T_h - T_0)_n = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{q'_i}{\dot{m}' c_p} g_{ni}^* + \frac{q'_n}{\dot{m}' c_p} g_{nn}^*, \quad (4)$$

sendo que, \dot{m}' é a vazão mássica do escoamento fluido por unidade de comprimento [kg/s.m], c_p é o calor específico a pressão constante do fluido [J/kg.K], q'_i e q'_n são, respectivamente, as taxas de dissipação de calor por unidade de comprimento [W/m] nos aquecedores i e n , g_{ni}^* e g_{nn}^* são, respectivamente, as funções de superposição discretizada esteira térmica e auto aquecimento. Note que o aquecedor i está localizado a montante do aquecedor n .

A função de superposição discretizada (g_{ni}^*) relaciona o aumento da temperatura adiabática do aquecedor discreto n devido à taxa de dissipação de calor no aquecedor discreto i . Ela pode ser associada ao aumento da temperatura média de mistura $(\Delta T_m)_n$ como:

$$g_{ni}^* = \frac{(T_{ad} - T_0)_{ni}}{(\Delta T_m)_n}. \quad (5)$$

Como os aquecedores discretos são montados somente em um substrato adiabático do canal horizontal, a distribuição de temperatura do escoamento fluido é não-uniforme devido à incompleta mistura e a função de superposição discretizada (g_{ni}^*) é sempre maior do que um.

A segunda função de superposição discretizada na Equação (4), g_{nn}^* , representa o aumento da temperatura do aquecedor discreto n devido ao auto aquecimento. Ela também pode ser expressa como a razão entre duas diferenças de temperatura:

$$g_{nn}^* = \frac{(T_h - T_{ad})_n}{(\Delta T_m)_n}. \quad (6)$$

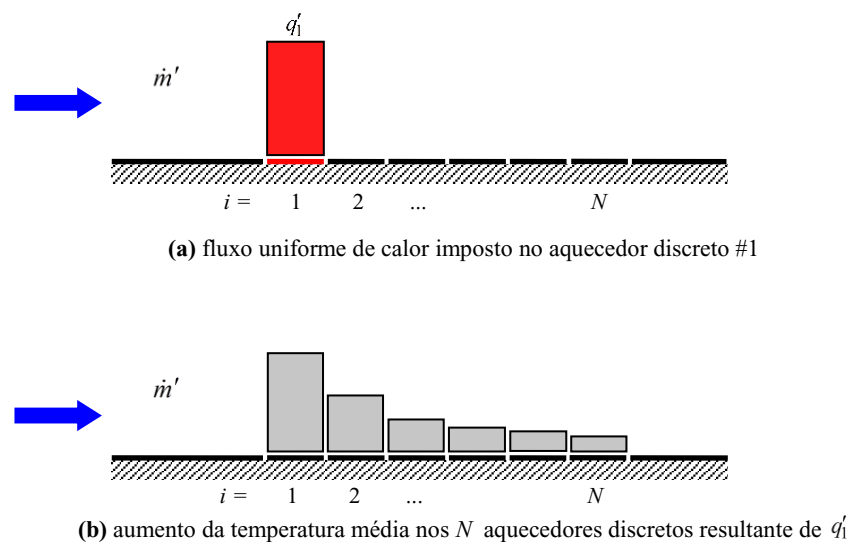
Na literatura existem diversos trabalhos que investigaram o coeficiente adiabático de transferência de calor e a função de superposição discretizada (g^*) para configurações de canais de placas paralelas contendo aquecedores discretos montados em um substrato adiabático. Dentre eles, destacam-se: Antonini Alves e Altemani (2010a, 2012), Loiola (2011), Loiola e Altemani (2012, 2013a, 2013b), Barbur (2013) e Resende (2016).

2.2 A FUNÇÃO DE GREEN DISCRETA

Hacker e Eaton (1995) utilizaram uma função de *Green* discreta e sua inversa como uma generalização do conceito da função de superposição discretizada (g^*). Neste novo procedimento, o conceito do coeficiente de transferência de calor por convecção não foi necessário, embora o conhecimento da função de *Green* para uma dada situação permita que h_{ad} e T_{ad} sejam obtidos.

A aplicação do conceito da função de *Green* inversa foi baseada na linearidade da equação da energia e utiliza a resposta térmica de fluxos uniformes de calor impostos em uma superfície de interesse. Este conceito pode ser ilustrado com auxílio da configuração 2D indicada na Fig. 5, representando um substrato adiabático contendo N aquecedores discretos rentes à superfície, que podem ser aquecidos de forma independente (taxas arbitrárias de dissipação de calor: condições de contorno térmicas não-uniformes).

Figura 5 - Determinação dos coeficientes g^{-1} da função de *Green* discreta inversa



Fonte: Antonini Alves (2010)

O aumento da temperatura média de um aquecedor discreto n foi expresso por Hacker e Eaton (1995) pela soma dos efeitos de todos os N aquecedores discretos montados no substrato adiabático, através de:

$$\Delta T_n = (T_h - T_0)_n = \sum_{i=1}^N g_{ni}^{-1} q'_i. \quad (7)$$

Na Equação (7), g_{ni}^{-1} representa o termo da função de *Green* discreta inversa G^{-1} , que relaciona a taxa de dissipação de calor por unidade de comprimento q'_i no aquecedor i ao aumento da temperatura média ΔT_n resultante no aquecedor n . Esta equação pode ser representada de forma compacta através da seguinte notação matricial:

$$\Delta \mathbf{T} = G^{-1} \mathbf{q}', \quad (8)$$

ou ainda, na forma expandida:

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \\ \Delta T_2 \\ \vdots \\ \Delta T_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_{11}^{-1} & g_{12}^{-1} & \cdots & g_{1N}^{-1} \\ g_{21}^{-1} & g_{22}^{-1} & \cdots & g_{2N}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^{-1} & g_{N2}^{-1} & \cdots & g_{NN}^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ \vdots \\ q'_N \end{bmatrix}. \quad (9)$$

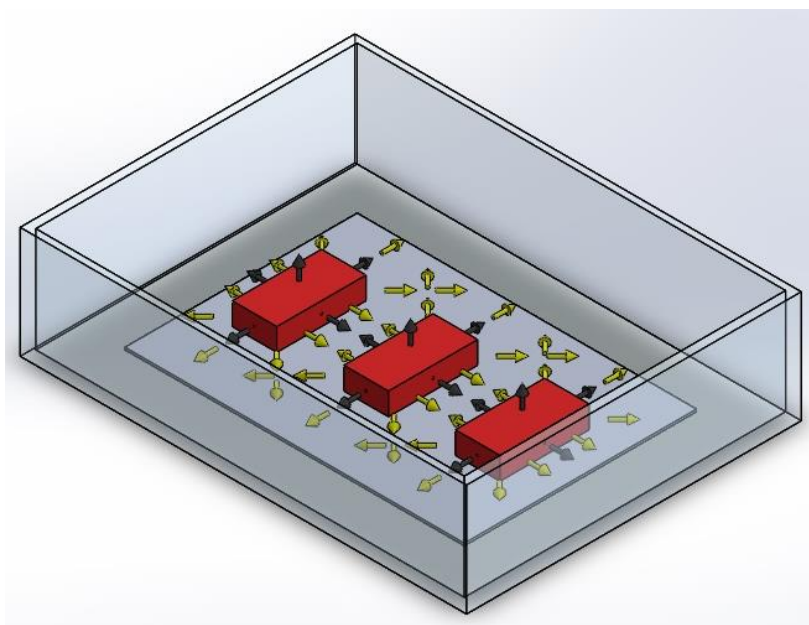
Nas Equações (8) e (9), $\Delta \mathbf{T}$ representa um vetor contendo o aumento da temperatura média resultante em cada aquecedor discreto e \mathbf{q}' é um vetor indicando as taxas de dissipação de calor por unidade de comprimento em cada aquecedor discreto. Nos escoamentos não-separados, o efeito do aquecimento de cada aquecedor discreto não afeta o aumento de temperatura média dos aquecedores posicionados a montante, de forma que a matriz quadrada G^{-1} de ordem N , torna-se triangular inferior ($g_{ni}^{-1} = 0$ para $i > n$).

Exemplos da aplicação da função de *Green* discreta para condições de contorno térmicas não-uniformes podem ser encontrados em trabalhos disponíveis na literatura: Hacker e Eaton (1997), Batchelder e Eaton (2001), Mukerji e Eaton (2002, 2005), Mukerji *et al.* (2004), Booten e Eaton (2005, 2007) e Booten *et al.* (2006).

2.3 RESFRIAMENTO CONJUGADO

O resfriamento conjugado consiste na ocorrência ao mesmo tempo de dois mecanismos de transferência de calor, convecção forçada e condução intensificando a troca térmica. Esse resfriamento conjugado vem sendo utilizado cada vez mais, pois é uma solução viável para situações onde se necessita dissipar uma alta densidade potência em um espaço e área pequenos. Diante desse problema na Fig. 6 pode ser observado os caminhos térmicos em um substrato condutivo em uma configuração 3D.

Figura 6 - Caminhos térmicos considerando substrato condutivo



Fonte: Autoria própria

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, ou seja, por dois mecanismos de transferência de calor, sendo um de condução de calor e o outro de convecção forçada. Diante disso, o problema convectivo envolve o domínio ocupado pelo escoamento de ar sobre um substrato com aquecedores e sua resolução fornece o valor do coeficiente convectivo adiabático (h_{ad}) sobre o substrato e seus componentes. Por esse valor de h_{ad} não depender da taxa de calor transferido por convecção, pode assim ser uma condição de contorno para o problema de condução.

2.4 MATRIZ DOS COEFICIENTES DE INFLUÊNCIA CONJUGADOS

Antonini Alves (2010) propôs uma extensão da função de *Green* discreta inversa (HACKER; EATON, 1995) para englobar os problemas conjugados de convecção forçada-condução de aquecedores discretos montados em um substrato condutivo através do uso de g^+ agrupados em uma matriz conjugada G^+ . Pelo princípio de superposição, baseado na linearidade da equação da energia, o aumento da temperatura média de um aquecedor discreto n em uma configuração 2D, pode ser expresso pela soma dos efeitos de todos os N aquecedores discretos montados no substrato condutivo:

$$\Delta T_n = (T_h - T_0)_n = \frac{1}{\dot{m}' c_p} \sum_{i=1}^N g_{ni}^+ q'_i. \quad (10)$$

Na Equação (10), o coeficiente de influência conjugado g_{ni}^+ relaciona o aumento da temperatura média do aquecedor discreto n resultante de uma dissipação de calor por unidade de comprimento no aquecedor discreto i . Para problemas particulares de convecção forçada estes coeficientes de influência podem ser associados ao coeficiente adiabático de transferência de calor e à função superposição discreta (ANDERSON; MOFFAT, 1992a,b), ou à função de *Green* discreta inversa (HACKER; EATON, 1995).

Na forma matricial, a Equação (10), pode ser escrita como

$$\Delta \mathbf{T} = \frac{1}{\dot{m}' c_p} G^+ \mathbf{q}', \quad (11)$$

ou na forma expandida,

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \\ \Delta T_2 \\ \vdots \\ \Delta T_N \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m}' c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & \cdots & g_{1N}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & \cdots & g_{2N}^+ \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^+ & g_{N2}^+ & \cdots & g_{NN}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ \vdots \\ q'_N \end{bmatrix}. \quad (12)$$

A matriz conjugada G^+ , proposta em Antonini Alves (2010), contendo os coeficientes de influência conjugados g^+ , é um descriptor invariante do processo de transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução. Desta forma, uma vez definida a matriz quadrada G^+ de ordem N , o aumento da temperatura média de um aquecedor discreto, resultante de uma distribuição arbitrária da taxa de dissipação de calor em todos os aquecedores discretos, pode ser predito pela Equação (10).

Considerando uma configuração 3D, o aumento da temperatura média de um aquecedor discreto n , pode ser representado pelo somatório dos efeitos de todos os N aquecedores discretos montados no substrato condutivo (ANTONINI ALVES *et al.*, 2015):

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{1}{\dot{m} c_p} \sum_{i=1}^N g_{ni}^+ q_i. \quad (13)$$

Na forma matricial, a Equação (13) pode ser escrita como:

$$\Delta \bar{T} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \mathbf{G}^+ \mathbf{q}, \quad (14)$$

ou na forma expandida,

$$\begin{bmatrix} \Delta \bar{T}_1 \\ \Delta \bar{T}_2 \\ \vdots \\ \Delta \bar{T}_N \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & \cdots & g_{1N}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & \cdots & g_{2N}^+ \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^+ & g_{N2}^+ & \cdots & g_{NN}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_N \end{bmatrix}. \quad (15)$$

Os termos diagonais g_{nn}^+ estão associados aos efeitos de auto aquecimento, ou seja, a resposta da temperatura de um aquecedor n à potência dissipada por ele mesmo. Os termos g_{mi}^+ fora da diagonal principal representam o efeito de esteira térmica, ou seja, o efeito da potência dissipada nos demais aquecedores na temperatura de um aquecedor n da configuração. Sendo que os termos que estão acima da diagonal principal representam a influência da esteira térmica de um aquecedor com relação aos que estão à montante dele. Por fim, os termos abaixo da diagonal principal demonstram o coeficiente de influência com relação a aquecedores à jusante do mesmo.

Exemplos de aplicação desta metodologia considerando apenas um aquecedor 3D protuberante podem ser encontrados nos seguintes trabalhos disponíveis na literatura: Loiola (2011), Loiola e Altemani (2012, 2013a, 2013b), Barbur (2013) e Antonini Alves e Barbur (2014), Antonini Alves *et al.* (2015), Hott e Antonini Alves (2016).

2.5 ESTADO DA ARTE

Simões (2011) realizou uma análise experimental para a transferência de calor conjugada convecção natural-condução, em um canal vertical de placas paralelas com aquecedores protuberantes distribuídos sobre um substrato condutivo. Teve como objetivo prever a distribuição de temperatura no aquecedor protuberante e, para isso, utilizou a matriz da função de *Green* discreta inversa, para encontrar os coeficientes de influência conjugados.

Antonini Alves e Altemani (2012) investigaram numericamente o resfriamento conjugado por convecção forçada-condução em aquecedores 2D, montados em um substrato condutivo e outro adiabático em um canal de placas paralelas. As equações da conservação foram calculadas em regime permanente, com propriedades constantes e escoamento laminar. O método de predição de temperaturas foi realizado pelos descritores invariantes, com os coeficientes de influência e com a matriz de coeficientes conjugados G^+ . As simulações ocorreram com as velocidades do ar de 0,5 m/s a 1,5 m/s, e o número de *Reynolds* variando de 600 a 1.900. 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 predições obtidas foram confirmadas por resultados de simulações efetuadas com os aquecedores ativos no duto.

Marchi Neto e Altemani (2012) realizaram uma análise numérica da transferência de calor com duas geometrias tridimensionais, onde os resfriamentos dos aquecedores fixados na placa inferior dos dutos foram feitos de duas formas, a primeira configuração consistiu em um escoamento paralelo no interior do duto com temperatura e perfil de velocidades uniformes. Na segunda configuração, o resfriamento foi feito por meio de jatos colidentes com dois escoamentos de ar, localizados na parte superior do duto. Eles utilizaram o *software Phoenix*TM para resolver as equações de conservação governantes com técnicas de Volumes

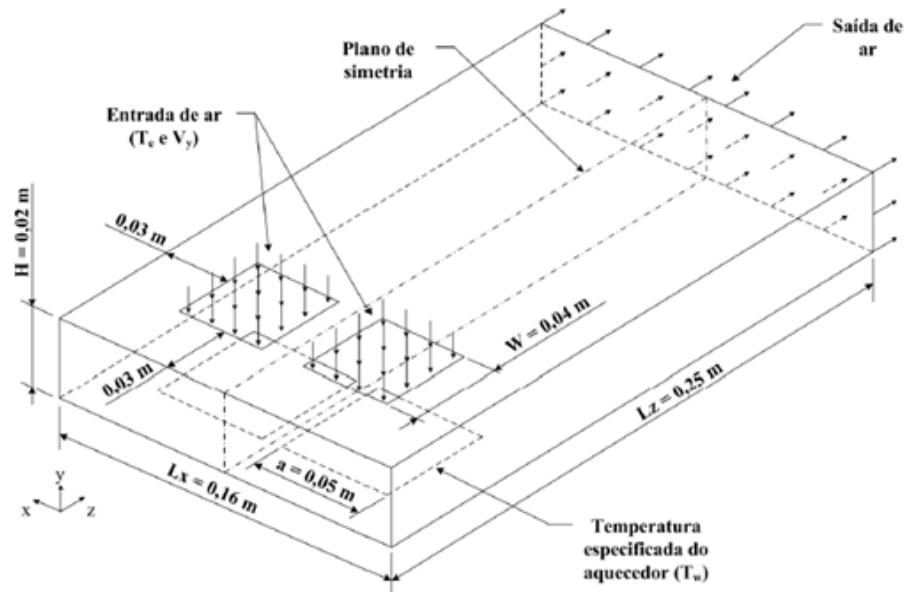
Finitos. Eles apresentaram os resultados para uma faixa de número de *Reynolds* de 500 a 9.000. O resfriamento por jatos colidentes apresentou a dissipação de potência de aproximadamente 47% superior quando comparado com a configuração de escoamento paralelo no interior do duto.

Loiola (2013) investigou a transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução de dois aquecedores protuberantes, montados em um substrato na parte inferior de um duto retangular, onde foram realizados os experimentos. A potência nos aquecedores foi gerada através de uma resistência elétrica, e esses eram resfriados por escoamento forçado de ar no duto. O calor era transferido por convecção para o ar e por condução para o substrato. O resfriamento conjugado dos aquecedores foi descrito por uma matriz de coeficientes conjugados G^+ obtidos por testes experimentais. Com isso, a concordância das temperaturas obtidas na matriz conjugada, indicou que esses coeficientes g^+ são descritores invariantes e fez também simulações numéricas que foram comparados com os experimentos.

Barbur (2013) realizou uma análise numérica para determinar as temperaturas de aquecedores 3D protuberantes montados em um substrato condutivo e com o outro substrato adiabático em um canal retangular horizontal com escoamento paralelo laminar de ar, independente da potência dissipada em cada aquecedor, por meio de uma matriz com os coeficientes conjugados G^+ . Os resultados numéricos foram obtidos considerando três aquecedores 3D, em um arranjo bidimensional utilizando o *software ANSYS/Fluent*TM, onde obteve uma simulação com parâmetros reais, encontrando assim os valores dos coeficientes conjugados de influência g^+ .

Marchi Neto (2014) investigou experimentalmente o resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de aquecedores discretos montados em um substrato sendo um condutivo e outro substrato adiabático. Os aquecedores protuberantes foram confeccionados de alumínio para que fosse o mais isotérmico possível. Esses aquecedores recebiam uma potência, através de uma resistência térmica e eram resfriados por jatos colidentes. A Fig. 7 ilustra a seção de teste utilizada, demonstrando o caminho do ar, para o resfriamento dos aquecedores.

Figura 7 - Geometria e dimensões envolvidas no estudo de malha

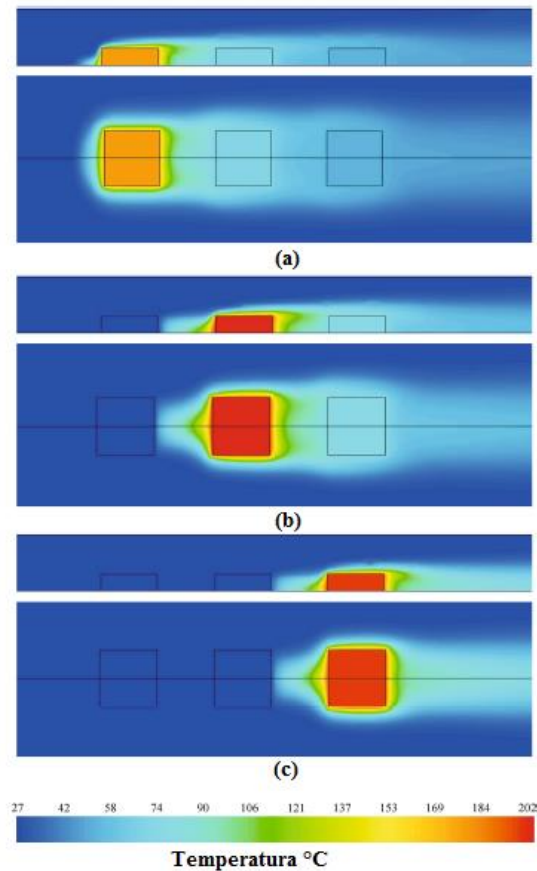


Fonte: Marchi Neto (2014)

O resfriamento conjugado foi descrito por coeficientes conjugados g^+ que foram agrupados em uma matriz quadrada G^+ . Posteriormente, foram realizadas algumas simulações numéricas para confrontar com os resultados obtidos experimentalmente e esses resultados foram satisfatórios para escoamento laminar.

Antonini Alves *et al.* (2015) realizaram uma análise numérica para determinar as temperaturas de aquecedores 3D protuberantes montados em um substrato condutivo em um canal retangular horizontal com escoamento paralelo laminar de ar. O aumento da temperatura de cada aquecedor no canal é quantificado para identificar as contribuições atribuídas ao auto aquecimento e dissipação nos outros aquecedores. Para confrontar os dados os autores utilizaram uma matriz de coeficientes conjugados G^+ para encontrar os coeficientes de influência g^+ . Eles utilizaram o *software ANSYS/Fluent*TM para simular as condições necessárias, onde os três aquecedores protuberantes apresentavam um arranjo bidimensional. Eles obtiveram, quando utilizado o substrato condutivo, que as potências dissipadas foram melhores distribuídas do que o substrato adiabático. Na Fig. 8 um exemplo da simulação realizada é mostrado.

Figura 8 - Simulação com um aquecedor ligado, no substrato adiabático

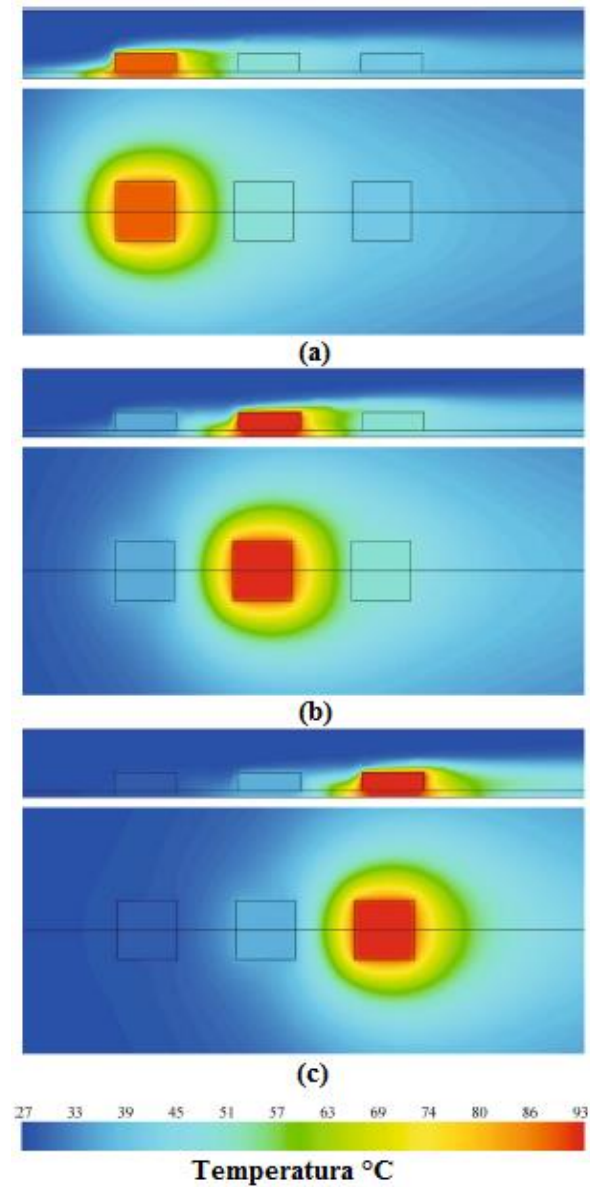


Fonte: Antonini Alves *et al.* (2015)

Pode ser observado na Fig. 8 que no caso (a) o primeiro aquecedor está ligado e os demais desligados, no caso (b) o segundo aquecedor está ligado, e os demais não e no caso (c) somente o terceiro aquecedor está ligado e nos três casos o substrato foi adiabático, ocorrendo assim somente a troca de calor por convecção.

Na Fig. 9, as simulações foram as mesmas do demonstrado na Fig. 8, porém, dessa vez o substrato utilizado foi o condutivo, ocorrendo assim troca de calor conjugada por convecção e condução. Pode ser percebido quando comparado os dois casos, que as temperaturas nos aquecedores com substrato condutivo são menores, portanto o resfriamento conjugado convecção forçada-condução foi mais eficiente, dissipando mais calor.

Figura 9 - Simulação com um aquecedor ligado, no substrato condutivo



Fonte: Antonini Alves *et al.* (2015)

Resende (2016) investigou experimental e numericamente a transferência de calor conjugada de aquecedores discretos montados em um duto retangular com escoamento forçado e interno de um duto. Ele utilizou um substrato condutivo onde os aquecedores protuberantes estavam montados e comparou duas configurações de escoamento, sendo a primeira com entrada frontal e outra com entrada no topo. Os resultados obtidos foram satisfatórios no escoamento laminar com número de *Reynolds* até 2.500.

Marchi Neto e Altemani (2017) investigaram experimental e numericamente a transferência de calor conjugada de aquecedores discretos montados em um duto retangular com escoamento forçado e interno por jatos colidentes. O resfriamento utilizado foi por convecção forçada-condução conjugado de uma série de aquecedores N montados em um substrato condutivo foi descrito por meio de coeficientes de conjugados adimensionais agrupados em uma matriz N -quadrada G^+ . Para cada substrato, os coeficientes conjugados g^+ foram obtidos a partir de testes com um único aquecedor ativo por vez e expressos como funções de um número de *Reynolds* no intervalo de 2.000 a 7.000. Seus resultados mostraram que os coeficientes conjugados são invariantes com as taxas de resfriamento conjugado dos aquecedores.

3 INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL

Esta pesquisa é de natureza aplicada, possui uma abordagem quantitativo-qualitativa, de caráter exploratório, que utiliza procedimentos técnico-científico de caráter experimental.

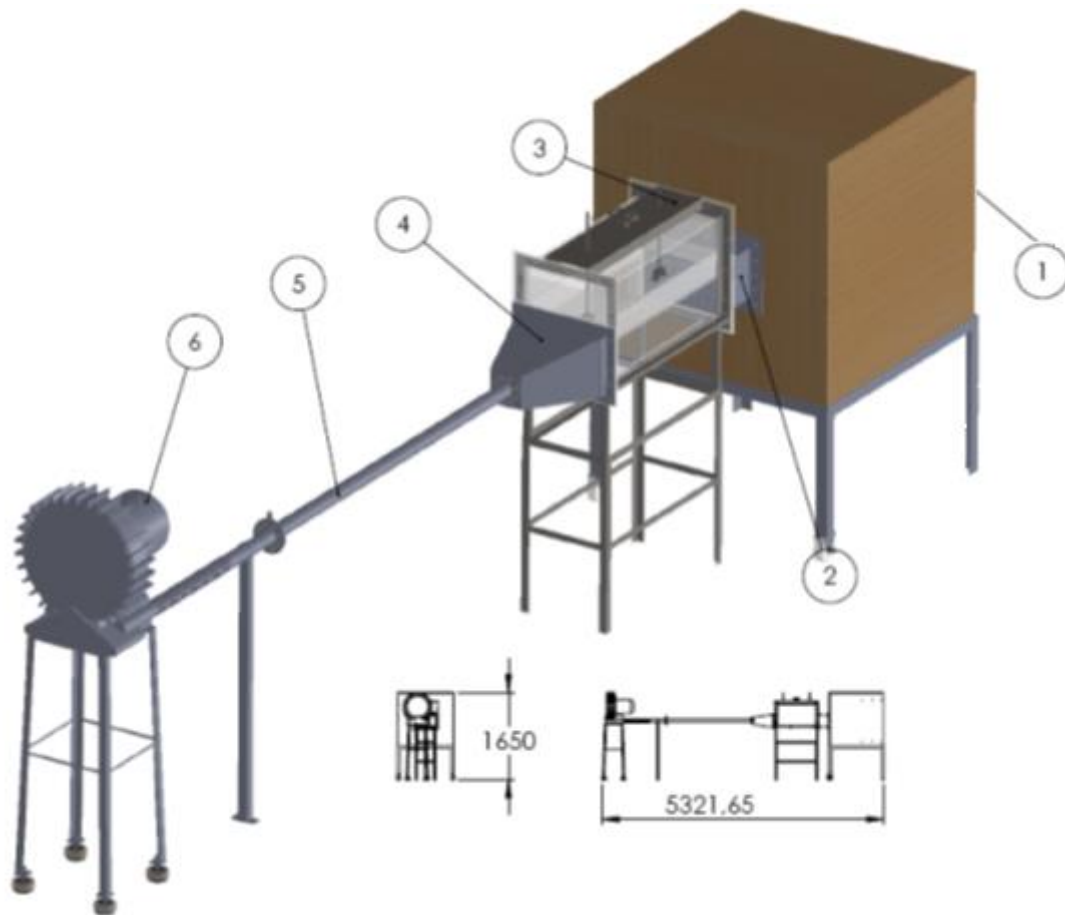
Neste capítulo são descritos a montagem experimental e os procedimentos utilizados para a obtenção dos resultados desejados. Inicialmente, é apresentada a descrição geral do túnel aerodinâmico, seguido do detalhamento da seção de testes, dos aquecedores e de suas fixações nos dois substratos e de toda instrumentação necessária para a realização dos testes experimentais. Posteriormente são apresentados quais os procedimentos utilizados para a obtenção dos resultados e como são tratados esses valores, obtenção do número de *Reynolds*, vazão mássica e dos coeficientes conjugados dos aquecedores. No final do capítulo é descrita uma análise das incertezas experimentais.

3.1 DESCRIÇÃO GERAL DO TÚNEL AERODINÂMICO

Todos os testes experimentais foram realizados no Laboratório de Controle Térmico (LabCT) do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) *Câmpus* Ponta Grossa (PG). O aparato experimental, um túnel aerodinâmico do tipo de sucção com retorno aberto, foi desenvolvido por Machado Filho (2014), conforme é apresentado na Fig. 10 e na Fotografia 1.

Do ponto de vista estrutural, ele é um túnel constituído por um *plenum*, caixa de estabilização, seção de testes, contração, conjunto medidor de vazão (placa de orifício e manômetros) e ventilador centrífugo. Todos esses componentes têm o intuito de propiciar um escoamento na seção de testes, sendo rigorosamente paralela ao eixo do túnel, sem componentes transversais de velocidade, isento de rotação ou de vórtices. Todas estas partes são apoiadas em bancadas (*chassis*) de aço carbono.

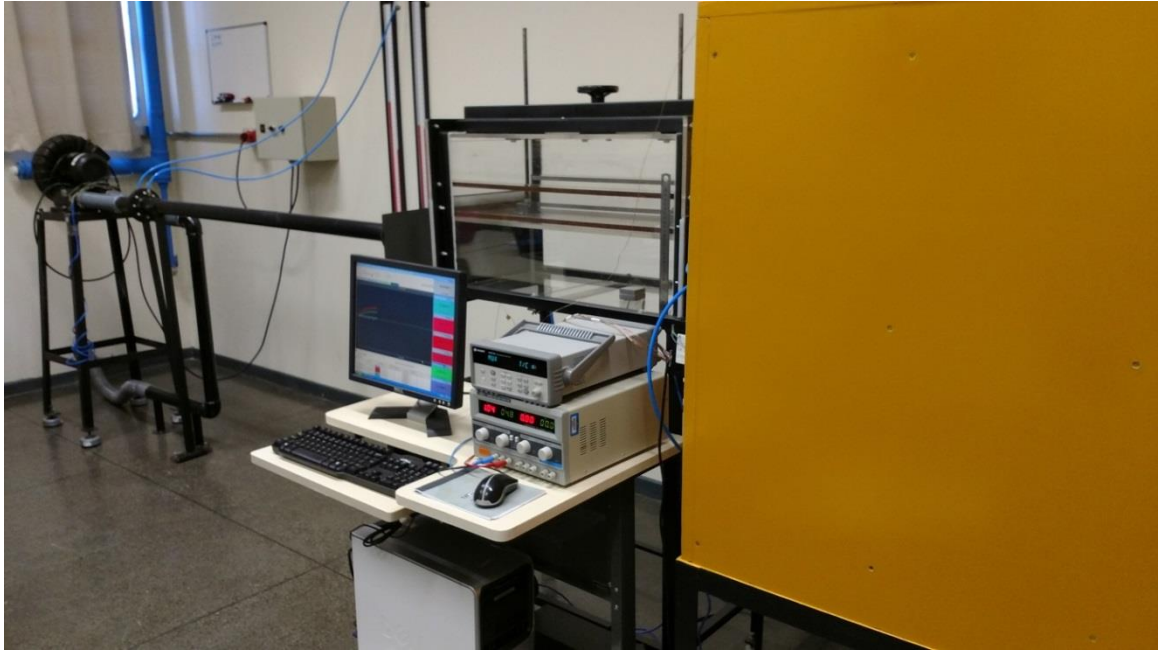
Figura 10 - Diagrama esquemático do túnel aerodinâmico: (1) *plenum*, (2) caixa de estabilização, (3) seção de testes, (4) contração, (5) conjunto medidor de vazão e (6) ventilador centrífugo



Fonte: Machado Filho (2014)

O *plenum* foi construído em madeira MDF, com dimensões de 1 m x 1 m x 1 m, envernizado e selado, que disponibiliza um alto nível de compactação ao equipamento, otimizando assim o espaço físico e gerando baixa perda de carga. Foram instalados três telas em seu interior, sendo uma de aço carbono na entrada com a finalidade de proteção e as outras duas de aço inoxidável (*mesh* de 6 mm e de 4 mm). As telas apresentam um papel fundamental, pois auxiliam na formação de correntes turbilhonares de dimensões da ordem de grandeza do fio da tela, que são eliminadas pela ação da viscosidade, tornando um escoamento de baixa intensidade turbulenta.

Fotografia 1 - Aparato experimental



Fonte: Autoria própria

Com o intuito de o escoamento na entrada da seção de testes, apresentar um perfil de velocidade o mais uniforme possível, foi instalada uma caixa de estabilização entre a saída do *plenum* e a entrada da seção de testes. Este elemento atua como um auxiliador do escoamento, eliminando as velocidades cruzadas e eventuais vórtices residuais gerados, que, ainda não tenham sido eliminados pela ação das telas de aço inoxidável presentes no *plenum* (MACHADO FILHO, 2014).

A seção de testes, como pode ser observado na Fotografia 2 possui dimensões de 350 mm de largura e 900 mm de comprimento e sua altura H pode variar entre 1 mm e 180 mm. Para garantir acesso visual ao seu interior, a seção de testes foi fabricada em acrílico transparente (chapas de 10 mm de espessura). A parte inferior da seção de testes, apresenta uma abertura intercambiável para fixação do substrato. A vedação das junções das peças foi feita com silicone de vedação. Na parte superior, há um volante, com o intuito de variação da altura do canal retangular horizontal.

Fotografia 2 - Seção de testes



Fonte: Autoria própria

A caixa de contração tem como principal objetivo a redução e conversão de área entre a seção transversal retangular da seção de testes e a seção circular da região a montante do medidor de vazão (placa de orifício). Em sua entrada foi instalada uma tela de aço inoxidável (*mesh* 6 mm), com a finalidade de eliminar possíveis interferências no escoamento (recirculações na seção de testes).

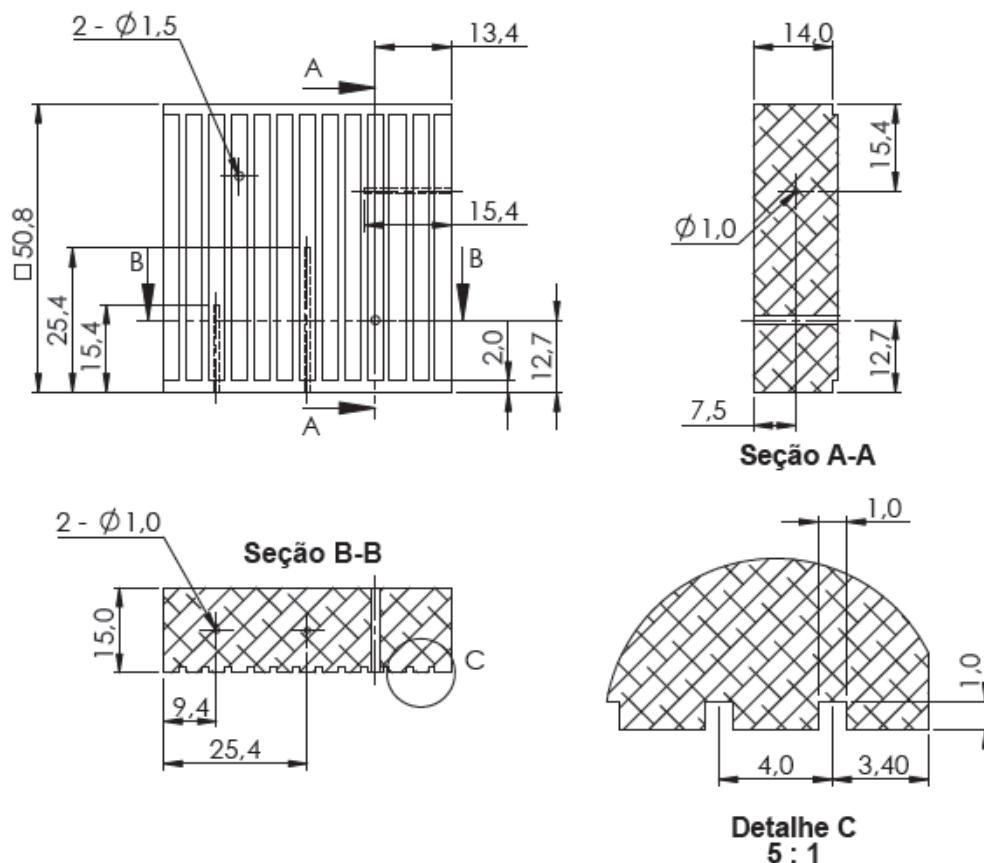
O conjunto medidor de vazão é composto por tubulações de aço carbono de duas polegadas a montante e a jusante de uma placa de orifício. A tubulação reta na região a montante do medidor de vazão, garante um escoamento completamente desenvolvido na entrada da placa de orifício. Para o cálculo da vazão mássica no túnel aerodinâmico foi necessário o conhecimento da pressão manométrica a montante e a queda de pressão na placa de orifício obtida através de manômetros em “U”.

Um ventilador centrífugo *Aeromack*TM modelo CRE-03 é acionado por um motor elétrico de indução *Voges*TM trifásico 220V com uma potência de 2 CV e com 3445 rpm, fornecendo uma variação do número de *Reynolds* do escoamento no canal, mediante a utilização de um inversor de frequência *WEG*TM modelo CFW08 acoplado ao motor (MACHADO FILHO, 2014).

3.2 DESCRIÇÃO DOS AQUECEDORES

Os aquecedores protuberantes utilizados nesta Dissertação de Mestrado foram constituídos por duas peças de alumínio, sendo base e a tampa. Os aquecedores foram fabricados no Laboratório de Usinagem (LabUSI) do DAMEC/UTFPR/PG a partir de uma barra de alumínio quadrada de duas polegadas (50,8 mm) e 30 mm de altura total, sendo 15 mm da base e 15 mm da tampa. Em uma face da base foram fresadas doze ranhuras quadradas com 1,0 mm de aresta, com o objetivo de alojar um fio da resistência elétrica igual a aproximadamente 8Ω , conforme pode ser observado nas Figs. 11 e 12 . O fio utilizado foi constituído de cromel com 0,254 mm de diâmetro, encapsado com *Teflon*TM, fabricado pela *Omega Engineering*TM (EUA).

Figura 11 - Dimensões e detalhe do aquecedor

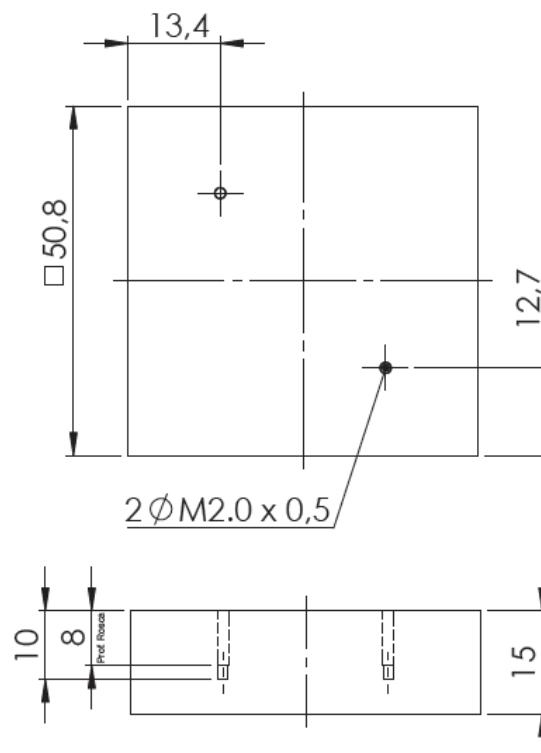


Fonte: Autoria Própria

A resistência elétrica foi fixada na ranhura da base do aquecedor através de uma mistura de óxido de zinco em pó com uma cola de secagem rápida a base de epóxi, com o objetivo de aumentar a condutividade térmica, obtendo assim uma maior uniformidade de temperatura por todo aquecedor. As duas extremidades das resistências foram soldadas a um fio elétrico de cobre e posteriormente ligados a uma fonte de alimentação, com a finalidade de dissipação de potência e, conseqüentemente, por efeito *Joule*, dissipação de calor.

A base de cada aquecedor foi coberta com uma tampa sobre a face onde se encontram as ranhuras. A Fig. 12 representa o desenho técnico da tampa, que possui duas polegadas de aresta e espessura de 15 mm. Na montagem da tampa sobre a base, as duas superfícies da interface comum foram cobertas por uma pasta térmica, com o objetivo de reduzir a resistência térmica de contato.

Figura 12 - Dimensões e detalhes da tampa



Fonte: Autoria Própria

É possível observar na Fotografia 3 o processo final da confecção dos aquecedores 3D protuberantes. Foram feitos dois furos perpendiculares à face do aquecedor com a finalidade de junção da tampa com o corpo, formando assim o aquecedor e dois furos na jusante do aquecedor, para a fixação dos termopares.

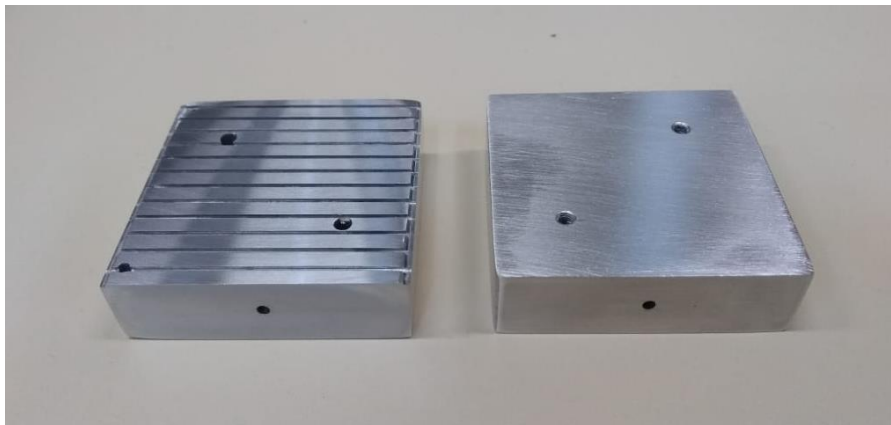
Fotografia 3 - Processo de furação dos aquecedores



Fonte: Autoria própria

Todas as superfícies externas dos aquecedores foram polidas no Laboratório de Caracterização Metalográfica (LabCM) do DAMEC/UTFPR/PG com a finalidade de reduzir sua emissividade, deixando-as espelhadas e com baixo índice de emissão de energia por radiação térmica. Na Fotografia 4 é possível observar o produto final, já usinado, lixado, polido e com suas furações.

Fotografia 4 – Aquecedor protuberante



Fonte: Autoria Própria

3.3 MONTAGEM DOS AQUECEDORES NOS SUBSTRATOS

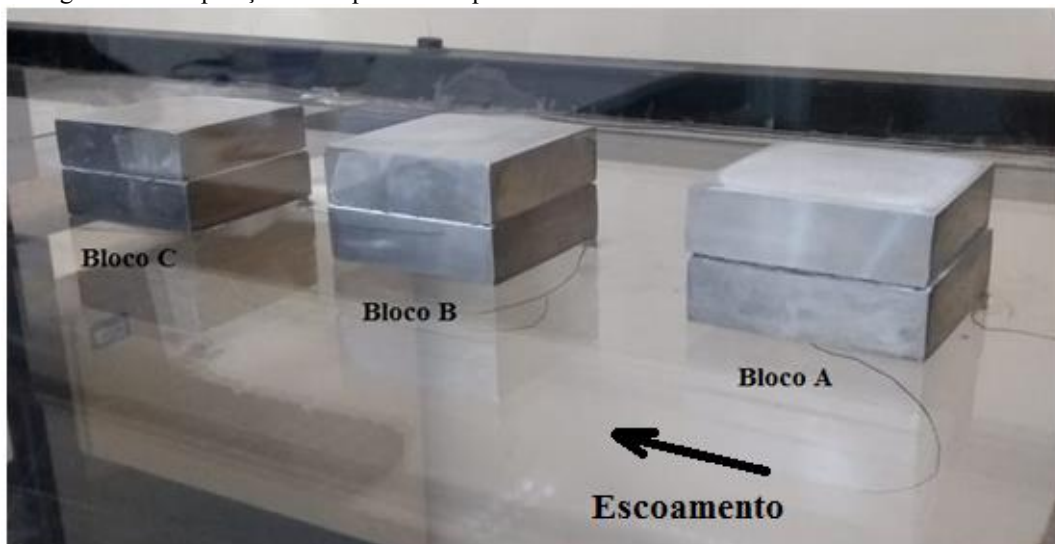
De acordo com as opções existentes, foi escolhido utilizar dois tipos de substratos, sendo eles de acrílico e de alumínio, onde no substrato de acrílico (adiabático) a única forma de transferência de calor é por convecção forçada, enquanto no substrato de alumínio (condutivo), a transferência de calor ocorre por condução e por convecção forçada.

3.3.1 Substrato Adiabático

O substrato de acrílico, $k_{acrílico} = 0,20 \text{ W/m.K}$ (BERGMAN *et al.*, 2014), foi escolhido devido à sua baixa condutividade térmica. A placa de acrílico utilizada possui uma base de 500 mm x 300 mm e 10 mm de espessura. O uso desse substrato teve a finalidade de enfatizar a transferência de calor através de um modo, ocorrendo o resfriamento por convecção forçada dos aquecedores protuberantes, para avaliar o coeficiente convectivo adiabático (h_{ad}). Os testes experimentais com este substrato também foram utilizados para avaliar os coeficientes conjugados g_{ni}^+ .

A Fotografia 5 ilustra a disposição dos aquecedores no substrato de acrílico, sendo alinhados e distanciados entre si 50,8 mm, localizados a 50,8 mm do início da placa e a 124,6 mm das bordas, sendo que o sentido escoamento ocorre do Bloco A para o Bloco C em escoamento paralelo ao substrato adiabático.

Fotografia 5 - Disposição dos aquecedores protuberantes no substrato de acrílico



Fonte: Autoria Própria

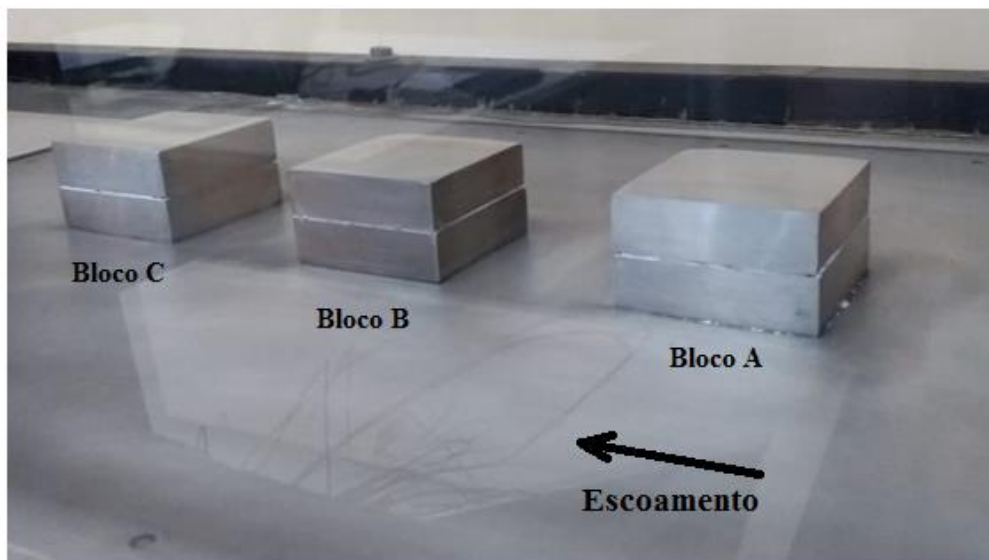
3.3.2 Substrato Condutivo

O alumínio foi escolhido como material da placa do substrato condutivo para enfatizar a transferência de calor conjugado por convecção forçada-condução dos aquecedores protuberantes, pois apresenta alta condutividade térmica, $k_{\text{alumínio}} = 204 \text{ W/m.K}$ (BERGMAN *et al.*, 2014). Foi utilizada uma placa de alumínio com base de 500 mm x 300 mm e 5 mm de espessura. Devido à elevada condutividade térmica do alumínio, parte significativa da potência elétrica dissipada nos aquecedores foi transferida por condução para o substrato condutivo antes de retornar ao escoamento de ar por convecção na superfície do substrato exposta ao escoamento. Desta forma, os coeficientes conjugados g^+ foram avaliados com este substrato.

Nesta montagem, foi utilizada pasta térmica no contato entre os aquecedores protuberantes e o substrato condutivo. Os parafusos de fixação foram bem apertados, melhorando o contato térmico entre os aquecedores e o substrato. A placa do substrato condutivo foi previamente lixada e polida até obter-se um acabamento espelhado semelhante ao dos aquecedores, visando diminuir as perdas de calor por radiação térmica.

A Fotografia 6 ilustra a disposição dos aquecedores no substrato de alumínio, onde a diferença em relação ao substrato de acrílico é somente o substrato, sendo que o sentido do escoamento é do bloco A para o C.

Fotografia 6 - Disposição dos aquecedores protuberantes no substrato de alumínio



Fonte: Autoria Própria

3.4 ISOLAMENTO TÉRMICO

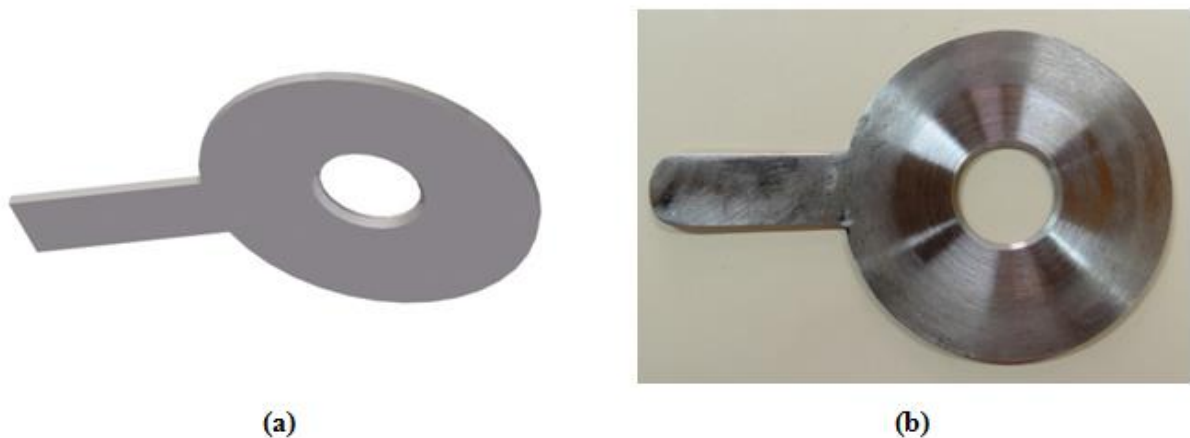
As superfícies externas à seção de testes foram todas isoladas termicamente, com a finalidade de que a transferência de calor na seção de testes ocorra somente em sua superfície exposta ao escoamento paralelo. Para tal, foi utilizado uma placa de poliestireno de 30 mm de espessura, $k_{isolamento} = 0,025 \text{ W/m.K}$ (BERGMAN *et al.*, 2014), e uma fina camada de lã de vidro, $k_{lã} = 0,03 \text{ W/m.K}$ (BERGMAN *et al.*, 2014), entre o substrato e o poliestireno.

3.5 DESCRIÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA

3.5.1 Placa de Orifício

O elemento principal do conjunto medidor de vazão é uma placa de orifício (Fig. 13), que foi construída em aço inoxidável, com uma relação entre o diâmetro do orifício na placa (d) e o diâmetro interno da tubulação (D), $\beta = (d/D) = 0,5$ e com tomadas de pressão do tipo D e $D/2$.

Figura 13 - Placa de orifício: (a) ilustração 3D, (b) fotografia



Fonte: Machado Filho (2014)

Maiores detalhes da placa de orifícios são apresentados no Apêndice A juntamente com as informações necessárias para a determinação da vazão mássica.

3.5.2 Fonte de Alimentação

Para dissipação de potência nos aquecedores protuberantes foram utilizadas duas fontes de alimentação *Politerm*TM POL-16B.

3.5.3 Sistema de Aquisição de Dados e Termopares

As temperaturas foram medidas com a utilização de termopares *Omega Engineering*TM do tipo K com fios de cromel e de alumel de 0,254 mm de diâmetro cobertos por *Teflon*TM. As temperaturas foram coletadas por um sistema de aquisição de dados *Agilent*TM 34970A contendo dois multiplexadores *Agilent*TM 34901A com 20 canais cada um e gravados em microcomputador *Dell*TM por meio do *software Agilent Benchlink Data Logger*TM 3.

Na montagem dos aquecedores 3D protuberantes foi utilizada uma configuração em cada substrato. No substrato adiabático, foram utilizados 15 termopares sendo um para a temperatura ambiente, um na entrada e um na saída do canal, um na tampa de cada aquecedor, um na base de cada aquecedor, um entre os aquecedores e o substrato e um na parte inferior do substrato de cada aquecedor.

Na montagem no substrato condutivo, os termopares se localizaram nos mesmos locais do substrato adiabático, porém foram acrescentados alguns na parte inferior do substrato, com a finalidade de analisar a distribuição de temperatura no substrato condutivo. Nessa situação com três aquecedores protuberantes no substrato condutivo, foram acrescentados 5 termopares em relação ao substrato adiabático, sendo um localizado a montante e um a jusante dos aquecedores, com uma distância de 25,4 mm, um do lado esquerdo do primeiro aquecedor (Bloco A), um do lado direito do segundo aquecedor (Bloco B) e um do lado esquerdo do terceiro aquecedor (Bloco C) sendo todos com uma distância de 50,8 mm de suas respectivas arestas.

3.6 PARÂMETROS TERMOFLUIDODINÂMICOS DE INTERESSE

Este tópico irá discutir os parâmetros termofluidodinâmicos utilizados nesta Dissertação de Mestrado.

3.6.1 Número de *Reynolds* do escoamento

O escoamento interno na seção de testes foi quantificado em termos do número de *Reynolds* baseado no diâmetro hidráulico do canal, Re_{Dh} , sendo expresso por:

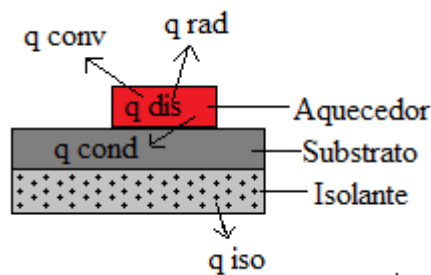
$$Re_{Dh} = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu_{ar}}, \quad (16)$$

sendo que, ρ é a massa específica do fluido [kg/m^3], \bar{V} é a velocidade média no canal [m/s], D_h é o diâmetro hidráulico do canal [m] e μ_{ar} é a viscosidade dinâmica do ar [$\text{Pa}\cdot\text{s}$].

3.6.2 Avaliação das perdas térmicas

Na presente Dissertação de Mestrado as perdas de calor para ambos os substratos podem ser visualizadas no balanço de energia conforme a Fig. 14.

Figura 14 – Balanço de energia no aquecedor



Fonte: Autoria própria

No caso do substrato adiabático as perdas consideradas foram por radiação do aquecedor (q_{rad}) e por condução (q_{cond}) para o substrato, nesse caso o resfriamento ocorreu somente por convecção forçada, as Equações (17) e (18) demonstram as equações utilizadas.

$$q_{real} = q_{dis} - q_{perdas}, \quad (17)$$

$$q_{perdas} = q_{rad} + q_{cond(sub)}. \quad (18)$$

A Equação (17) demonstra o calor real (q_{real}) de foi utilizado para o resfriamento, onde a potência dissipada (q_{dis}) foi subtraída das perdas existentes (q_{perdas}). A Equação (18) ilustra quais foram as perdas para esse substrato, uma parcela foi por radiação e a outra por condução para o substrato.

No caso do substrato condutivo, onde o resfriamento ocorreu por condução-convecção forçada, as perdas ocorreram por radiação (q_{rad}) tanto do aquecedor quanto do próprio substrato e por condução do substrato para o isolante (q_{iso}), conforme pode ser expresso na Equação (19).

$$q_{perdas} = q_{rad} + q_{iso} \cdot \quad (19)$$

Maiores detalhes das perdas térmicas existentes nos testes experimentais podem ser encontrados no Apêndice B.

3.6.3 Número de *Nusselt*

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

$$Nu_{ad} = \frac{q_{real}}{A_e (T_m - T_{ad})} \frac{a}{k_{ar}}, \quad (20)$$

sendo que, a é a aresta do aquecedor [m], q_{real} é a taxa de transferência de calor por convecção calculada por meio da Equação (17) [W], A_e é a área do aquecedor exposta ao escoamento [m²], T_m é a temperatura média do aquecedor [°C] e k_{ar} é a condutividade térmica do ar [W/m²K].

3.7 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Os testes experimentais foram executados para configurações, com três aquecedores 3D protuberantes alinhados no substrato (configuração “g” da Fig. 4). Na configuração analisada, inicialmente foi fixado o número de *Reynolds* do escoamento, $Re_{Dh} = 2.050$, e foi considerado ativo somente o primeiro aquecedor protuberante (Bloco A) e os demais desligados (5W; 0; 0). Feito isso, foi considerado ativo o segundo aquecedor protuberante (Bloco B) e os demais inativos (0; 5W; 0). E por fim foi considerado o terceiro aquecedor protuberante (Bloco C) ativo e os demais inativos (0; 0; 5W). Depois de cada aquecedor ter considerado ativo sozinho, foram ligados os três aquecedores 3D protuberantes com a mesma potência ao mesmo tempo (5W; 5W; 5W). Com isso foi possível obter os coeficientes conjugados g^+ e montar assim a matriz conjugada G^+ para ambos os substratos. Com a finalidade de validar essa matriz G^+ , foi ligado o primeiro aquecedor com 6W e os demais com 3W (6W; 3W; 3W). Posteriormente foi variado número de *Reynolds* do escoamento, $Re_{Dh} = 4.036$, e foi realizado os mesmos passos da situação descrita. Com a finalidade de obter uma faixa de aplicação maior, os números de *Reynolds* analisados foram de $Re_{Dh} = 5.966, 7.724$ e 9.428 , realizando assim os mesmos procedimentos experimentais.

Em todos os experimentos as temperaturas eram anotadas a cada 10 segundos pelo *software Agilent Benchlink Data Logger™ 3*, e gerando assim uma planilha com todos esses dados. Cada teste teve uma duração diferente, pois em todos os experimentos, quando as temperaturas variavam em menos de $0,1$ °C, foi aguardado pelo menos 30 (trinta) minutos para anotar as últimas temperaturas e esses valores foram utilizados nos cálculos.

3.8 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES CONJUGADOS

Conforme apresentado na Seção 2.3, as temperaturas dos aquecedores protuberantes ($T_{h,i}$) estão relacionadas com os coeficientes conjugados de transferência de calor g^+ e a potência dissipada em cada aquecedor (q_i). A presente Dissertação de Mestrado apresentou uma configuração com três aquecedores 3D alinhados no sentido do escoamento, como pode ser observado nas Fotografias 5 e 6 na distribuição dos aquecedores nos substratos adiabático e condutivo, respectivamente.

Para essa configuração dos aquecedores 3D protuberantes, a relação da Equação (21), foi utilizada na forma matricial.

$$\begin{bmatrix} T_{h,1} - T_0 \\ T_{h,2} - T_0 \\ T_{h,3} - T_0 \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{bmatrix}. \quad (21)$$

Considerando os testes experimentais com apenas um aquecedor ativo por vez, os coeficientes conjugados (g_{ni}^+) da Equação (21) foram determinados de acordo com:

$$g_{ni}^+ = \frac{\dot{m} c_p}{q_{cj,i}} (T_{h,n} - T_0) \quad (22)$$

sendo que, \dot{m} é a vazão mássica do escoamento [kg/s], c_p é o calor específico a pressão constante [J/kgK] que está baseado na temperatura de filme do escoamento $[(T_{h,n} + T_0)/2]$ e T_0 é a temperatura de escoamento na entrada do canal horizontal [°C].

Os testes experimentais foram desenvolvidos com apenas um aquecedor ativo, variando o número de *Reynolds* do escoamento do ar no canal, e conseqüentemente, variando a vazão mássica, com isso para cada aquecedor ativo foram executados os testes na faixa de *Re* de 2.000 a 10.000. A temperatura do aquecedor ativo foi controlada diretamente pela potência elétrica dissipada em sua resistência que foi de 5W. Diante do exposto, este procedimento teve a finalidade de verificar a invariância dos coeficientes conjugados g^+ com a taxa de transferência de calor conjugada dos aquecedores 3D protuberantes.

3.9 ANÁLISE DE INCERTEZAS

A incerteza de um resultado de medição experimental é necessária para poder estimar o grau de dúvida associado ao resultado da medição (REDE METROLÓGICA RS, 2013). Desta forma, as incertezas das medidas experimentais foram analisadas utilizando o método de combinação de incertezas descrito por Holman (2011), considerando a combinação de incertezas de grandezas correlacionadas.

A partir das variáveis medidas experimentalmente foi realizado uma análise da propagação das suas incertezas nos resultados desejados. Para tal, foi utilizado o *software Engineering Equation Solver*TM (EESTM). A incerteza ΔR de um resultado ($R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$), a partir de medidas x_1, x_2, \dots, x_n , foi obtida utilizando o método descrito por Kline e McClintok (1953), por meio da expressão:

$$\Delta R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \delta x_n\right)^2}, \quad (23)$$

sendo que, δx_n , é a incerteza relativa à cada variável envolvida nessa equação.

Um exemplo é a incerteza da temperatura onde os termopares do Tipo K (cromel-alumel) foram utilizados para a realização deste trabalho experimental. É de conhecimento que a precisão dos termopares é de 2,2 °C e a incerteza foi avaliada como do tipo retângula. Desta forma, os valores das incertezas dos sensores de temperatura foram estimados em:

$$u(T) = \frac{\pm 2,2}{\sqrt{3}} = \pm 1,27^\circ\text{C}. \quad (24)$$

Os instrumentos de medição utilizados durante os procedimentos experimentais são do tipo direta, nas quais foi utilizada a observação visual para obter os valores medidos, ou seja, não há a necessidade de cálculos para obtenção de dados, desta forma, a incerteza de medição, na maioria dos casos é a indicada pelo fabricante, sendo, geralmente informada no manual do equipamento ou obtida com base na precisão do mesmo.

Como mencionado anteriormente, na presente Dissertação de Mestrado, este cálculo foi feito com o auxílio do *software Engineering Equation Solver*TM (EESTM), que realiza o cálculo de propagação das incertezas automaticamente, dadas as incertezas das variáveis mensuradas. Os valores de incerteza experimental estimados para cada variável utilizada são descritos na Tabela 1 e foram estimadas com base na instrumentação utilizada e experiência prévia em laboratório e de acordo com as literaturas consultadas.

Tabela 1 – Incertezas estimadas

| Parâmetro | Instrumento de medição | Unidade | Incerteza |
|---|------------------------|-------------------|-----------|
| Temperaturas (ambiente e superfícies) | Termopar do Tipo K | °C | 1,27 |
| Arestas (aquecedor) | Paquímetro | mm | 0,05 |
| Altura e largura do canal | Escala milimetrada | mm | 0,5 |
| Diâmetro hidráulico (seção de testes) | Escala milimetrada | mm | 0,5 |
| Diâmetro hidráulico (placa de orifício) | Paquímetro | mm | 0,05 |
| Massa específica | EES TM | kg/m ³ | 5% |
| Viscosidade dinâmica | EES TM | Pa.s | 5% |
| Emissividade | EES TM | - | 5% |
| Condutividade térmica | EES TM | W/(m.K) | 5% |
| Vazão mássica | EES TM | kg/s | 5% |
| Calor específico | EES TM | J/(kg.K) | 5% |

Fonte: Autoria própria

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais obtidos a partir da configuração contendo três aquecedores 3D protuberantes montados sobre os substratos adiabático (acrílico) e substrato condutivo (alumínio). Para cada um dos substratos foram avaliados os coeficientes conjugados de transferência de calor por convecção forçada-condução g^+ em função do número de *Reynolds* do escoamento de ar no canal retangular horizontal. O número de *Nusselt* adiabático médio também foi avaliado na montagem com o substrato adiabático.

Na montagem experimental do canal com três aquecedores 3D protuberantes no substrato foram realizados 25 testes para cada tipo de substrato. Todos os testes experimentais foram realizados para uma faixa do número de *Reynolds* entre aproximadamente 2.000 e 10.000, correspondente a uma velocidade média do escoamento de ar na seção de entrada no canal na faixa entre 0,2 e 1,0 m/s.

Inicialmente são apresentados os resultados experimentais do resfriamento por convecção forçada para o substrato adiabático e posteriormente os resultados experimentais do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução para o substrato condutivo. As temperaturas dos aquecedores 3D protuberantes montados nos substratos foram relacionadas com os coeficientes conjugados g^+ e com a taxa de transferência de calor conjugada de cada aquecedor q , conforme indicado pela Equação (14).

4.1 SUBSTRATO ADIABÁTICO

No caso da utilização do substrato adiabático contendo três aquecedores 3D protuberantes, os testes experimentais foram executados da seguinte forma. Inicialmente foi considerado somente o primeiro aquecedor ativo (Bloco A), com isso foi dissipado uma potência de 5W, e nos demais aquecedores nenhuma potência. Após as temperaturas se estabilizarem, foram obtidas as temperaturas nos aquecedores protuberantes, sendo que cada aquecedor apresentava três termopares, um na tampa, um na base e outro na parte de baixo entre a base e o substrato. Foi feita uma média dessas temperaturas e então, foi possível encontrar o número de *Reynolds*, o número de *Nusselt* e os coeficientes de influência g^+ com esses valores. Em uma segunda etapa foi considerado somente o segundo aquecedor ativo (Bloco B), e foi feito o mesmo procedimento e por fim, foi considerado somente o terceiro

aquecedor ativo (Bloco C). Essas três variações foram realizadas para cinco valores de número de *Reynolds* diferentes. Os resultados encontrados são apresentados nas Tabela 2 e 3.

Na Tabela 2 são apresentados os resultados experimentais obtidos para a dissipação de potência em cada um dos aquecedores protuberantes, juntamente com as temperaturas ambiente e as temperaturas médias em cada aquecedor.

Tabela 2 – Testes com três aquecedores em um substrato adiabático

| Teste | Re_{Dh} | q_A [W] | q_B [W] | q_C [W] | T_{amb} [°C] | T_A [°C] | T_B [°C] | T_C [°C] |
|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|----------------|------------|------------|------------|
| #1 | 2.050 | 5,2 | 0,0 | 0,0 | 18,1 | 57,2 | 20,0 | 18,4 |
| #2 | 2.049 | 0,0 | 5,1 | 0,0 | 18,2 | 19,0 | 65,1 | 20,8 |
| #3 | 2.045 | 0,0 | 0,0 | 5,0 | 18,6 | 19,3 | 19,7 | 62,9 |
| #4 | 2.048 | 5,1 | 5,1 | 5,1 | 18,3 | 60,1 | 65,1 | 63,1 |
| #5 | 2.042 | 6,0 | 3,1 | 3,2 | 19,0 | 66,0 | 49,4 | 46,5 |
| #6 | 4.036 | 5,2 | 0,0 | 0,0 | 18,1 | 47,5 | 21,7 | 20,1 |
| #7 | 4.033 | 0,0 | 5,0 | 0,0 | 18,3 | 18,6 | 58,0 | 23,0 |
| #8 | 4.047 | 0,0 | 0,0 | 5,0 | 17,5 | 17,6 | 17,9 | 53,4 |
| #9 | 4.031 | 5,1 | 5,1 | 5,0 | 18,4 | 48,0 | 61,0 | 57,1 |
| #10 | 4.024 | 6,0 | 3,1 | 2,9 | 18,8 | 52,7 | 47,4 | 44,0 |
| #11 | 5.966 | 5,0 | 0,0 | 0,0 | 18,4 | 43,6 | 20,8 | 19,7 |
| #12 | 5.966 | 0,0 | 5,0 | 0,0 | 18,4 | 18,8 | 50,5 | 21,2 |
| #13 | 5.970 | 0,0 | 0,0 | 5,2 | 18,3 | 18,6 | 19,1 | 48,8 |
| #14 | 5.966 | 5,1 | 5,1 | 5,1 | 18,3 | 43,8 | 54,5 | 51,5 |
| #15 | 5.966 | 6,0 | 3,0 | 3,0 | 18,4 | 47,8 | 41,5 | 40,2 |
| #16 | 7.724 | 4,9 | 0,0 | 0,0 | 18,4 | 40,2 | 21,1 | 20,1 |
| #17 | 7.726 | 0,0 | 5,0 | 0,0 | 18,4 | 19,1 | 47,0 | 21,8 |
| #18 | 7.726 | 0,0 | 0,0 | 5,0 | 18,4 | 18,9 | 19,3 | 45,3 |
| #19 | 7.726 | 5,1 | 5,1 | 5,1 | 18,4 | 42,4 | 50,9 | 48,8 |
| #20 | 7.735 | 5,9 | 3,0 | 3,0 | 18,1 | 44,6 | 38,3 | 37,4 |
| #21 | 9.428 | 5,0 | 0,0 | 0,0 | 18,7 | 37,8 | 20,1 | 19,2 |
| #22 | 9.423 | 0,0 | 5,1 | 0,0 | 18,8 | 19,3 | 44,8 | 20,9 |
| #23 | 9.439 | 0,0 | 0,0 | 5,1 | 18,4 | 18,9 | 19,0 | 41,4 |
| #24 | 9.444 | 5,0 | 5,2 | 5,1 | 18,3 | 38,2 | 46,8 | 45,2 |
| #25 | 9.433 | 6,0 | 3,0 | 3,0 | 18,6 | 42,9 | 36,4 | 35,7 |

Fonte: Autoria própria

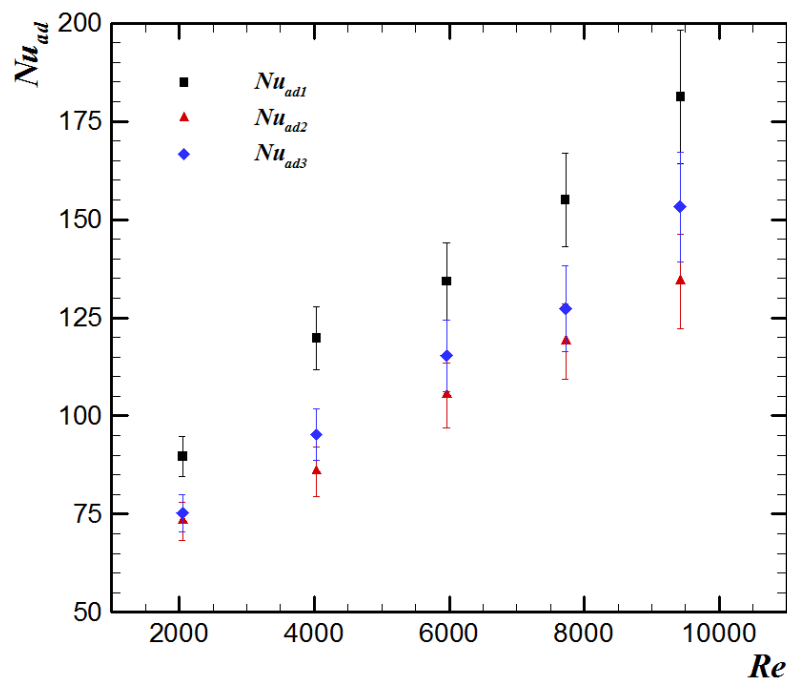
A Tabela 3 ilustra os resultados encontrados dos testes experimentais no substrato adiabático. Sendo que foram apresentados os números de *Reynolds* e de *Nusselt* adiabático.

Tabela 3 – Número de *Nusselt* adiabático em um substrato adiabático

| Re_{Dh} | $u(Re)$ | $\%Re$ | Nu_{ad1} | $u(Nu1)$ | $\% Nu_{ad1}$ | Nu_{ad2} | $u(Nu2)$ | $\% Nu_{ad2}$ | Nu_{ad3} | $u(Nu3)$ | $\% Nu_{ad3}$ |
|--------------|---------|--------|------------|----------|---------------|------------|----------|---------------|------------|----------|---------------|
| 2.050 | 125 | 6,1 | 89,7 | 5,1 | 5,7 | 73,2 | 4,8 | 6,6 | 75,3 | 4,8 | 6,4 |
| 4.036 | 281 | 7,0 | 119,8 | 8,0 | 6,7 | 85,9 | 6,1 | 7,1 | 95,2 | 6,6 | 6,9 |
| 5.966 | 400 | 6,7 | 134,2 | 9,9 | 7,4 | 105,2 | 8,3 | 7,9 | 115,3 | 9,0 | 7,8 |
| 7.724 | 510 | 6,6 | 154,9 | 12,0 | 7,7 | 119,0 | 9,6 | 8,1 | 127,3 | 11,0 | 8,6 |
| 9.428 | 640 | 6,8 | 181,3 | 17,0 | 9,4 | 134,3 | 12,0 | 8,9 | 153,2 | 14,0 | 9,1 |

Fonte: Autoria própria

Por meio da Tabela 3 é possível encontrar os resultados de acordo com a sua faixa do número de *Reynolds* juntamente com as suas incertezas, sendo que nessa Dissertação de Mestrado foram variados em 5 valores. O número de *Nusselt* adiabático em cada aquecedor com suas respectivas incertezas também foram apresentados. Vale ressaltar que para esse número de *Nusselt* ser encontrado foi levado em conta seus respectivos coeficientes convectivos adiabáticos (h_{ad}). Pode ser observado que os valores do número de *Nusselt* apresentaram variações similares nos três casos como é possível perceber no Gráfico 1.

Gráfico 1 – Número de *Nusselt* adiabático vs Número de *Reynolds* em um substrato adiabático

Fonte: Autoria própria

No Gráfico 1 é possível analisar o comportamento do número de *Nusselt* adiabático nos três aquecedores. As correlações do número de *Nusselt* adiabático são encontradas para cada aquecedor:

$$Nu_{ad1} = 3,1460 Re^{0,4375}, \quad (25)$$

$$Nu_{ad2} = 3,3599 Re^{0,3984}, \quad (26)$$

$$Nu_{ad3} = 2,4273 Re^{0,4463}. \quad (27)$$

Nas Tabelas 4, 5 e 6 é possível encontrar os coeficientes de influência g^+ . Esses descritores invariantes do processo de transferência de calor nada mais são do que valores da influência da temperatura de um aquecedor ativo nele (auto aquecimento) e nos demais.

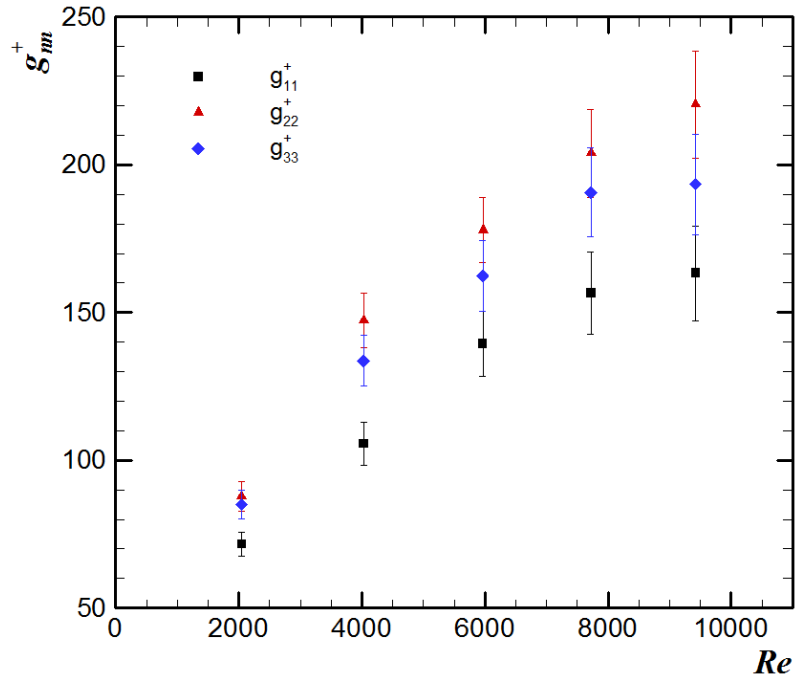
Tabela 4 – Coeficientes de influência g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ em um substrato adiabático

| $ReDh$ | $u(Re)$ | $\%Re$ | g_{11}^+ | $u(g_{11}^+)$ | $\%g_{11}^+$ | g_{22}^+ | $u(g_{22}^+)$ | $\%g_{22}^+$ | g_{33}^+ | $u(g_{33}^+)$ | $\%g_{33}^+$ |
|--------------|---------|--------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|
| 2.050 | 125 | 6,1 | 71,624 | 4,0 | 5,6 | 87,816 | 5,1 | 5,8 | 85,106 | 4,9 | 5,8 |
| 4.036 | 281 | 7,0 | 105,659 | 7,3 | 6,9 | 147,287 | 9,3 | 6,3 | 133,683 | 8,5 | 6,4 |
| 5.966 | 400 | 6,7 | 139,508 | 11,0 | 7,9 | 177,926 | 11,0 | 6,2 | 162,509 | 12,0 | 7,4 |
| 7.724 | 510 | 6,6 | 156,547 | 14,0 | 8,9 | 203,883 | 15,0 | 7,4 | 190,647 | 15,0 | 7,9 |
| 9.428 | 640 | 6,8 | 163,348 | 16,0 | 9,8 | 220,384 | 18,0 | 8,2 | 193,449 | 17,0 | 8,8 |

Fonte: Autoria própria

Na Tabela 4 e no Gráfico 2 são apresentados os resultados dos coeficientes de influência g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ juntamente com suas respectivas incertezas. O descritor invariante g_{11}^+ é representado pela influência de somente o Bloco A ligado nele mesmo, ou seja, os demais blocos estão desligados. O coeficiente de influência g_{22}^+ representa sua influência em si mesmo quando somente o Bloco B está ligado e o descritor invariante g_{33}^+ representa sua influência em si mesmo quando somente o Bloco C está ligado. Pode ser notado que nessa situação suas respectivas incertezas variaram de 5,6% a 9,8%, demonstrando assim um valor aceitável dentro da transferência de calor por convecção forçada.

Gráfico 2 – Coeficientes de influência g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ em um substrato adiabático



Fonte: Autoria própria

Diante do Gráfico 2, é possível encontrar as correlações dos coeficientes de influência para cada aquecedor protuberante, expressas por:

$$g_{11}^+ = 0,9857 Re^{0,5638}, \quad (28)$$

$$g_{22}^+ = 0,9217 Re^{0,6031}, \quad (29)$$

$$g_{33}^+ = 1,2535 Re^{0,5574}. \quad (30)$$

Nota-se no Gráfico 2 que quando o número de *Reynolds* apresentou menores valores, as incertezas também foram menores, pois a velocidade do escoamento foi menor, a partir do momento que se aumentou a velocidade, o escoamento vai se tornando mais instável, pois estava chegando mais próximo da região de escoamento turbulento com o número de *Reynolds* na faixa de 8.000.

Na Tabela 5 é possível encontrar os coeficientes de influência a jusante do bloco ativo, como é o caso do g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ .

Tabela 5 – Coeficientes de influência g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ em um substrato adiabático.

| $ReDh$ | $u(Re)$ | $\%Re$ | g_{21}^+ | $u(g_{21}^+)$ | $\%g_{21}^+$ | g_{31}^+ | $u(g_{31}^+)$ | $\%g_{31}^+$ | g_{32}^+ | $u(g_{32}^+)$ | $\%g_{32}^+$ |
|--------------|---------|--------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|
| 2.050 | 125 | 6,1 | 3,351 | 3,3 | 98,5 | 0,549 | 3,3 | 600,8 | 4,905 | 3,4 | 69,3 |
| 4.036 | 281 | 7,0 | 12,751 | 6,5 | 50,9 | 7,024 | 6,5 | 92,5 | 17,280 | 6,7 | 38,8 |
| 5.966 | 400 | 6,7 | 13,453 | 9,9 | 73,6 | 7,308 | 9,9 | 135,5 | 15,641 | 9,5 | 60,7 |
| 7.724 | 510 | 6,6 | 19,281 | 13,0 | 67,4 | 12,079 | 13,0 | 107,6 | 24,392 | 13,0 | 53,3 |
| 9.428 | 640 | 6,8 | 11,478 | 15,0 | 130,7 | 4,206 | 15,0 | 356,6 | 18,017 | 15,0 | 83,3 |

Fonte: Autoria própria

A Tabela 5 e o Gráfico 3 demonstram os coeficientes de influência g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ . Esses descritores invariantes ilustram a influência dos blocos que estão a jusante do escoamento, ou seja, dos blocos que estão depois do aquecedor ativo. Essa influência ocorre pelo fato de a transferência de calor ocorrer somente por convecção forçada, causando assim a esteira térmica. O coeficiente de influência g_{21}^+ é a influência que o Bloco A exerce no Bloco B quando somente o Bloco A está ativo, o g_{31}^+ é a influência do Bloco A no Bloco C, quando somente o Bloco A está ligado e o coeficiente de influência g_{32}^+ é a influência que o Bloco B exerce no Bloco C, quando somente o Bloco B está ligado. Pode ser notado que suas incertezas aumentaram quando comparados com o caso anterior, onde cada bloco apresentava influência em si mesmo, fato esse que ocorre por causa da esteira térmica e eventuais recirculações que ocorrem.

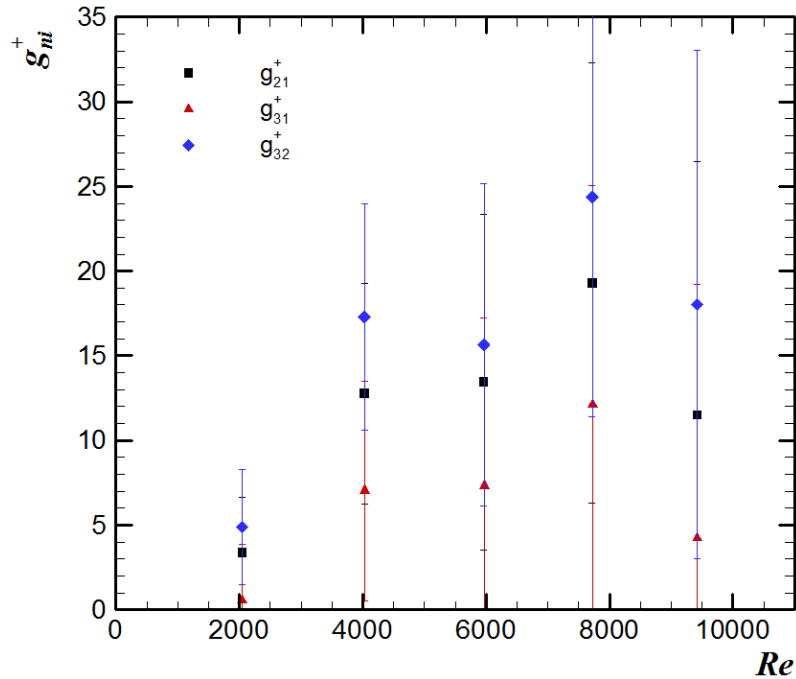
É possível encontrar as correlações dos coeficientes de influência para cada aquecedor protuberante expressa por:

$$g_{21}^+ = 0,0041 Re^{0,9191}, \quad (31)$$

$$g_{31}^+ = 8.10^{-6} Re^{1,5479}, \quad (32)$$

$$g_{32}^+ = 0,0067 Re^{0,8968}. \quad (33)$$

Gráfico 3 – Coeficientes de influência g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ em um substrato adiabático



Fonte: Autoria própria

A Tabela 6 demonstra os coeficientes de influência a montante do aquecedor protuberante ativo, como é o caso g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ .

Por se tratar de situações onde os aquecedores estão à jusante do aquecedor ativo e o substrato ser adiabático, o comportamento dos coeficientes de influência ficou instável quando comparado com as outras configurações, por outro lado os três casos obtiveram o comportamento similar.

Tabela 6 – Coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ em um substrato adiabático.

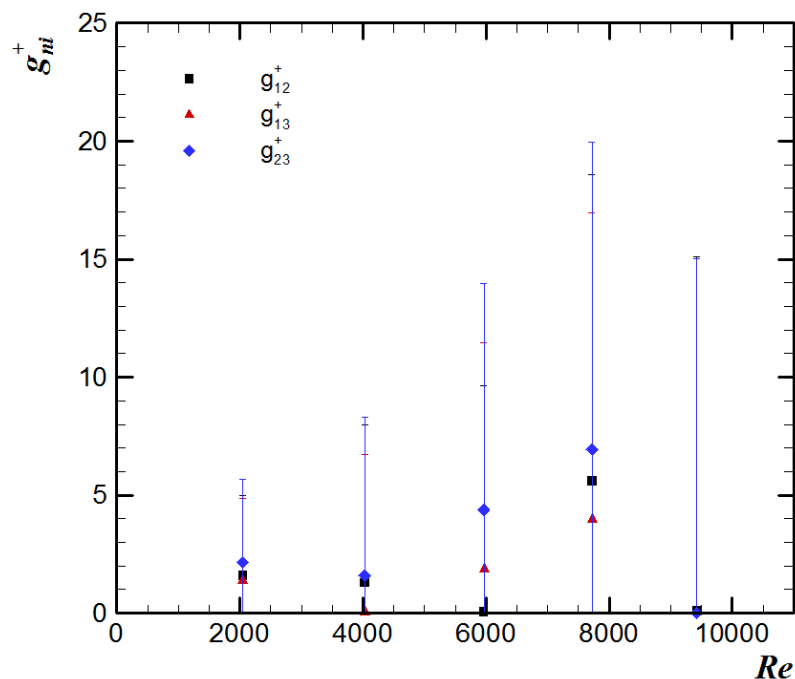
| Re_{Dh} | $u(Re)$ | $\%Re$ | g_{12}^+ | $u(g_{12}^+)$ | $\%g_{12}^+$ | g_{13}^+ | $u(g_{13}^+)$ | $\%g_{13}^+$ | g_{23}^+ | $u(g_{23}^+)$ | $\%g_{23}^+$ |
|--------------|---------|--------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|
| 2.050 | 125 | 6,1 | 1,591 | 3,4 | 213,7 | 1,383 | 3,5 | 253,0 | 2,171 | 3,5 | 161,2 |
| 4.036 | 281 | 7,0 | 1,284 | 6,7 | 521,8 | 0,037 | 6,7 | 17967,5 | 1,603 | 6,7 | 417,9 |
| 5.966 | 400 | 6,7 | 0,055 | 9,6 | 17308,8 | 1,866 | 9,6 | 514,5 | 4,372 | 9,6 | 219,6 |
| 7.724 | 510 | 6,6 | 5,597 | 13,0 | 232,3 | 3,970 | 13,0 | 327,4 | 6,948 | 13,0 | 187,1 |
| 9.428 | 640 | 6,8 | 0,085 | 15,0 | 17650,1 | 0,008 | 15,0 | 177713,9 | 0,008 | 15,0 | 177713,9 |

Fonte: Autoria própria

Na Tabela 6 e no Gráfico 4 são apresentados os coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ que estão a montante do escoamento, ou seja, estão antes do aquecedor ativo. Nesses

casos é possível notar que os valores das incertezas flutuaram bastante em relação aos resultados anteriores, fato esse que ocorre porque por se tratar de um substrato adiabático, esse substrato não conduz calor, e justamente por se tratar de um escoamento a montante do aquecedor ativo, a esteira térmica quase não tem influência nos demais blocos. Nota-se que o coeficiente de influência g_{12}^+ , é a influência que o Bloco B exerce no Bloco A, quando somente o Bloco B está ativo, o coeficiente de influência g_{13}^+ é a influência que o Bloco C exerce no Bloco A, quando somente o Bloco C está ativo e o coeficiente de influência g_{23}^+ é a influência que o Bloco C exerce no Bloco B quando somente o Bloco C está ativo, que as três situações apresentaram incertezas elevadas, por se tratar de testes onde os aquecedores ativos estavam sempre a jusante dos blocos analisados, era esperado que esses valores fossem de difícil estimativa. Ressalta-se ainda que esses valores encontrados não representam um impacto negativo, pois conforme as literaturas consultadas esses dados poderiam ser zero, pois não representam nenhuma influência.

Gráfico 4 – Coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ em um substrato adiabático.



Fonte: Autoria própria

É possível encontrar as correlações dos coeficientes de influência para cada aquecedor protuberante expressas por:

$$g_{12}^+ = 0,0024 Re^{0,8161}, \quad (34)$$

$$g_{13}^+ = 0,0003 \text{Re}^{1,0228}, \quad (35)$$

$$g_{23}^+ = 0,0038 \text{Re}^{0,7978}. \quad (36)$$

No Gráfico 4 é possível notar que pelo fato de os aquecedores estarem a montante do aquecedor ativo e de ser um substrato adiabático, a transferência de calor só ocorre por convecção forçada, esses valores de acordo com a literatura era para ser o mais próximo de zero, pois não recebem influência do escoamento, a recirculação gerou esses valores, por isso obteve-se uma incerteza alta quando comparada com as situações anteriores.

Diante dos dados encontrados foram realizados testes experimentais adicionais com a finalidade de validar a matriz G^+ contendo os coeficientes de influência g^+ . Com isso as potências dissipadas foram variadas em cada aquecedor e as condições do escoamento se mantiveram inalteradas. A nova potência dissipada no Bloco A foi de 6W, no Bloco B foi de 3W e no Bloco C foi de 3W, formando assim a configuração de 6-3-3, e todos os três aquecedores passaram a dissipar suas potências simultaneamente. Esse procedimento ocorreu para as 5 configurações de escoamento, sendo que os testes experimentais representados foram os #5, #10, #15, #20 e #25 respectivamente. Com esses dados foi possível obter os dados apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Temperatura estimada com a experimental para três aquecedores no substrato adiabático.

| Re_{Dh} | Bloco A | | | Bloco B | | | Bloco C | | |
|--------------|-------------|-------------|-------|-------------|-------------|-------|-------------|-------------|-------|
| | T_{exper} | T_{estim} | % dif | T_{exper} | T_{estim} | % dif | T_{exper} | T_{estim} | % dif |
| 2.050 | 66,0 | 65,0 | 1,4 | 49,4 | 50,3 | -1,9 | 46,5 | 49,2 | -5,9 |
| 4.036 | 52,6 | 53,0 | -0,8 | 47,4 | 47,3 | 0,1 | 44,0 | 44,7 | -1,7 |
| 5.966 | 47,8 | 49,1 | -2,8 | 41,5 | 41,3 | 0,3 | 40,2 | 39,6 | 1,5 |
| 7.724 | 44,6 | 44,9 | -0,9 | 38,3 | 39,1 | -2,3 | 37,4 | 38,4 | -2,8 |
| 9.428 | 42,9 | 41,5 | 3,2 | 36,4 | 35,7 | 1,7 | 35,7 | 33,6 | 5,7 |

Fonte: Autoria própria

Na Tabela 7 podem ser observadas as temperaturas encontradas experimentalmente para cada número de *Reynolds* analisado. Com a matriz G^+ contendo os coeficientes de influência g^+ encontrados na Tabelas 4, 5 e 6, juntamente com as Equações (25) e (26), se tornou possível estimar as temperaturas para cada situação que está representada na Tabela 7. Com esses resultados foi possível confrontar as temperaturas encontradas de maneira

experimental com as estimadas e foi notado que as incertezas variaram entre 0,1% a 5,9% demonstrando assim que com a metodologia aplicada para predição de temperaturas em um substrato adiabático foi validada experimentalmente.

4.2 SUBSTRATO CONDUTIVO

No caso da utilização do substrato condutivo contendo três aquecedores 3D protuberantes, os testes experimentais foram realizados da mesma forma do substrato adiabático. O que diferenciou foi somente o fato de apresentar mais termopares na parte inferior do substrato condutivo. Inicialmente foi considerado somente o primeiro aquecedor (Bloco A) ativo, com isso foi dissipado uma potência de 5W, e nos demais aquecedores nenhuma potência. Após as temperaturas se estabilizarem, foram obtidas as temperaturas nos aquecedores protuberantes, sendo que cada aquecedor apresentava três termopares, um na tampa, um na base e outro na parte de baixo entre a base e o substrato condutivo. Foi feita uma média dessas temperaturas e então, foi possível encontrar o número de *Reynolds* e o número de *Nusselt*. Em uma segunda etapa foi considerado somente o segundo aquecedor (Bloco B) ativo, e foi feito o mesmo procedimento e, em uma terceira etapa, foi considerado somente o terceiro aquecedor (Bloco C) ativo, na quarta situação foram considerados todos os aquecedores ativos, e todos dissipando 5W e finalmente a quinta etapa, foi escolhido uma configuração diferente sendo dissipações de 6W, 3W e 3W nos Blocos A, B e C, respectivamente, configuração (6-3-3). Essas cinco etapas foram realizadas para cinco valores de velocidade do escoamento. Com esses dados foi possível a obtenção do Gráfico 5 e a Tabela 8.

Na Tabela 8 são apresentados os resultados experimentais obtidos para a dissipação de potência em cada um dos aquecedores protuberantes, juntamente com as temperaturas ambiente e as temperaturas médias em cada aquecedor.

Tabela 8 – Testes com três aquecedores em um substrato condutivo.

| Teste | Re_{Dh} | q_A [W] | q_B [W] | q_C [W] | T_{amb} [°C] | T_A [°C] | T_B [°C] | T_C [°C] |
|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|----------------|------------|------------|------------|
| #26 | 2.050 | 5,0 | 0,0 | 0,0 | 17,3 | 23,6 | 22,4 | 21,9 |
| #27 | 2.049 | 0,0 | 5,1 | 0,0 | 18,4 | 22,4 | 23,1 | 22,4 |
| #28 | 2.045 | 0,0 | 0,0 | 5,0 | 18,2 | 22,0 | 22,7 | 23,9 |

| | | | | | | | | |
|-----|-------|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| #29 | 2.048 | 5,1 | 5,0 | 5,0 | 17,9 | 29,5 | 29,3 | 29,5 |
| #30 | 2.042 | 6,0 | 3,0 | 3,1 | 17,4 | 28,1 | 27,3 | 27,1 |
| #31 | 4.036 | 5,0 | 0,0 | 0,0 | 18,1 | 23,4 | 22,3 | 21,8 |
| #32 | 4.033 | 0,0 | 5,0 | 0,0 | 17,3 | 20,5 | 21,3 | 20,7 |
| #33 | 4.047 | 0,0 | 0,0 | 5,0 | 17,7 | 21,1 | 21,8 | 23,0 |
| #34 | 4.031 | 5,0 | 5,2 | 5,0 | 17,6 | 27,4 | 27,5 | 27,8 |
| #35 | 4.024 | 6,0 | 3,1 | 3,0 | 17,2 | 26,0 | 25,3 | 25,2 |
| #36 | 5.966 | 5,0 | 0,0 | 0,0 | 17,2 | 21,3 | 20,2 | 19,7 |
| #37 | 5.966 | 0,0 | 5,2 | 0,0 | 17,4 | 20,0 | 20,7 | 20,1 |
| #38 | 5.970 | 0,0 | 0,0 | 5,0 | 17,3 | 20,1 | 20,8 | 22,1 |
| #39 | 5.966 | 5,1 | 5,1 | 5,0 | 17,1 | 25,9 | 26,0 | 26,3 |
| #40 | 5.966 | 6,0 | 3,0 | 2,9 | 17,7 | 24,7 | 24,1 | 24,0 |
| #41 | 7.724 | 5,0 | 0,0 | 0,0 | 17,5 | 21,1 | 20,0 | 19,6 |
| #42 | 7.726 | 0,0 | 5,1 | 0,0 | 17,9 | 20,1 | 20,9 | 20,3 |
| #43 | 7.726 | 0,0 | 0,0 | 5,0 | 17,7 | 19,8 | 20,5 | 21,7 |
| #44 | 7.726 | 5,0 | 5,1 | 5,0 | 18,8 | 25,7 | 25,8 | 26,2 |
| #45 | 7.735 | 6,0 | 3,0 | 3,1 | 17,4 | 24,2 | 23,7 | 23,6 |
| #46 | 9.428 | 5,0 | 0,0 | 0,0 | 18,5 | 21,9 | 20,9 | 20,5 |
| #47 | 9.423 | 0,0 | 5,1 | 0,0 | 18,1 | 20,4 | 21,2 | 20,6 |
| #48 | 9.439 | 0,0 | 0,0 | 5,0 | 17,8 | 19,5 | 20,1 | 21,3 |
| #49 | 9.444 | 5,1 | 5,0 | 5,0 | 17,3 | 24,2 | 24,3 | 24,7 |
| #50 | 9.433 | 6,0 | 2,9 | 3,1 | 18,3 | 24,1 | 23,5 | 23,5 |

Fonte: Autoria própria

Pode ser observado na Tabela 8 que os Testes #29, #34, #39, #44 e #49 representam casos onde a potência dissipada foi de 5W em cada aquecedor enquanto que os Testes # 30, #35, #40, #45 e #50 representaram os casos onde a potência dissipada foi de 6W, 3W e 3W demonstrando os casos onde foram utilizados para validar experimentalmente a matriz conjugada G^+ contendo os coeficientes de influência conjugados g^+ .

Nas Tabelas 9, 10 e 11 é possível encontrar os coeficientes de influência conjugados. Esses descritores invariantes nada mais são que um valor de influência da temperatura de um aquecedor ativo, nos demais (g_{ni}^+) e nele mesmo (g_{nn}^+).

Tabela 9 – Coeficientes de influência conjugado g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ em um substrato condutivo.

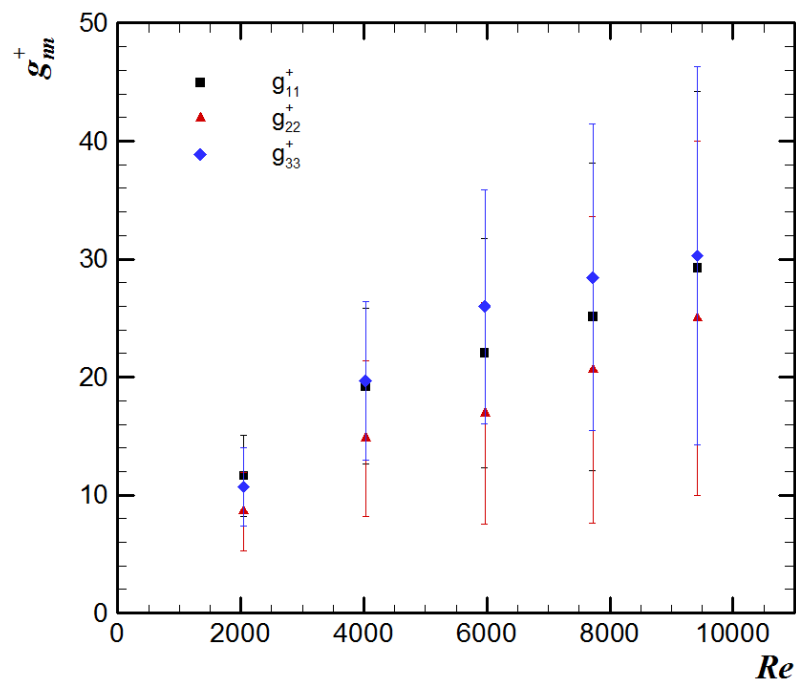
| Red_h | $u(Re)$ | $\%Re$ | g_{11}^+ | $u(g_{11}^+)$ | $\%g_{11}^+$ | g_{22}^+ | $u(g_{22}^+)$ | $\%g_{22}^+$ | g_{33}^+ | $u(g_{33}^+)$ | $\%g_{33}^+$ |
|--------------|---------|--------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|
| 2.050 | 125 | 6,1 | 11,636 | 3,4 | 29,2 | 8,619 | 3,3 | 38,3 | 10,719 | 3,3 | 30,8 |
| 4.036 | 281 | 7,0 | 19,225 | 6,6 | 34,3 | 14,819 | 6,6 | 44,5 | 19,686 | 6,7 | 34,0 |
| 5.966 | 400 | 6,7 | 22,035 | 9,7 | 44,0 | 16,924 | 9,4 | 55,5 | 25,976 | 9,9 | 38,1 |

| | | | | | | | | | | | |
|--------------|-----|-----|--------|------|------|--------|------|------|--------|------|------|
| 7.724 | 510 | 6,6 | 25,102 | 13,0 | 51,8 | 20,608 | 12,0 | 58,2 | 28,446 | 13,0 | 45,7 |
| 9.428 | 640 | 6,8 | 29,231 | 16,0 | 54,7 | 24,969 | 15,0 | 60,1 | 30,278 | 16,0 | 52,8 |

Fonte: Autoria própria

Na Tabela 9 e no Gráfico 5 são apresentados os resultados dos coeficientes de influência conjugados g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ juntamente com suas respectivas incertezas. Os descritores invariantes mencionados representam a mesma função do que os do substrato adiabático, diferenciando somente que no substrato condutivo, a transferência de calor ocorre de forma conjugada por convecção forçada e por condução. Pode ser observado que nessa situação suas respectivas incertezas apresentaram valores maiores do que no caso do substrato adiabático, variando de 29,2% a 60,1%.

Gráfico 5 – Coeficientes de influência conjugados g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ em um substrato condutivo.



Fonte: Autoria própria

As correlações dos coeficientes de influência conjugados para cada aquecedor protuberante podem ser expressas por:

$$g_{11}^+ = 0,1459 Re^{0,5787}, \quad (37)$$

$$g_{22}^+ = 0,0558 Re^{0,6636}, \quad (38)$$

$$g_{33}^+ = 0,0581Re^{0,6927}. \quad (39)$$

Diante do Gráfico 5, pode ser notado que as curvas dos três coeficientes de influência conjugados g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ apresentaram o mesmo comportamento entre si e que o Bloco B apresentou uma ligeira diferença em relação aos outros dois coeficientes, essa incerteza ocorreu pelo fato de o Bloco B estar entre os outros dois aquecedores, ele sofre influência da esteira térmica causada pelo Bloco A e sofre também a recirculação dos dois blocos juntamente com o efeito da condução do substrato.

Na Tabela 10 e no Gráfico 6 é possível encontrar os coeficientes de influência conjugados a jusante do bloco ativo, como é o caso do g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ .

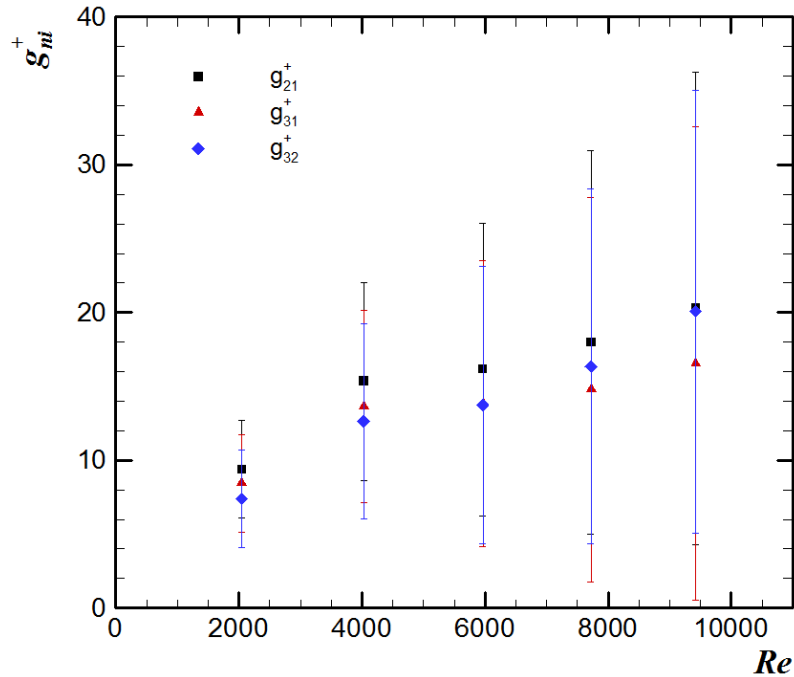
Tabela 10 – Coeficientes de influência conjugados g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ em um substrato condutivo.

| $ReDh$ | $u(Re)$ | $\%Re$ | g_{21}^+ | $u(g_{21}^+)$ | $\%g_{21}^+$ | g_{31}^+ | $u(g_{31}^+)$ | $\%g_{31}^+$ | g_{32}^+ | $u(g_{32}^+)$ | $\%g_{32}^+$ |
|--------------|---------|--------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|
| 2.050 | 125 | 6,1 | 9,382 | 3,3 | 35,2 | 8,440 | 3,3 | 39,1 | 7,380 | 3,3 | 44,7 |
| 4.036 | 281 | 7,0 | 15,344 | 6,6 | 43,0 | 13,639 | 6,5 | 47,7 | 12,660 | 6,6 | 52,1 |
| 5.966 | 400 | 6,7 | 16,162 | 9,7 | 60,0 | 13,846 | 9,7 | 70,1 | 13,728 | 9,4 | 68,5 |
| 7.724 | 510 | 6,6 | 17,990 | 13,0 | 72,3 | 14,783 | 13,0 | 87,9 | 16,363 | 12,0 | 73,3 |
| 9.428 | 640 | 6,8 | 20,264 | 16,0 | 79,0 | 16,556 | 16,0 | 96,6 | 20,075 | 15,0 | 74,7 |

Fonte: Autoria própria

Pode ser observado na Tabela 10 que os aquecedores protuberantes que estão a jusante do escoamento sofrem influência da convecção forçada e da condução ao mesmo tempo causando uma instabilidade maior em seus valores. Novamente os valores dos coeficientes de influência conjugados g^+ do Bloco B apresentam maiores valores de incerteza chegando a 96,64%.

Gráfico 6 – Coeficientes de influência conjugados g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ em um substrato condutivo.



Fonte: Autoria própria

As correlações dos coeficientes de influência conjugados para cada aquecedor protuberante podem ser expressas por:

$$g_{21}^+ = 0,2646 Re^{0,4751}, \quad (40)$$

$$g_{31}^+ = 0,4058 Re^{0,4069}, \quad (41)$$

$$g_{32}^+ = 0,0718 Re^{0,6113}. \quad (42)$$

No Gráfico 6 pode ser observado que na faixa do número de *Reynolds* menor que 4.000 o comportamento dos coeficientes de influência conjugados g^+ foi ascendente, porém quando ultrapassou valores de 6.000, esse comportamento ficou mais instável, e como consequência suas incertezas aumentaram. A Tabela 11 demonstra o comportamento dos coeficientes de influência conjugados a montante do bloco ativo, como é o caso g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ .

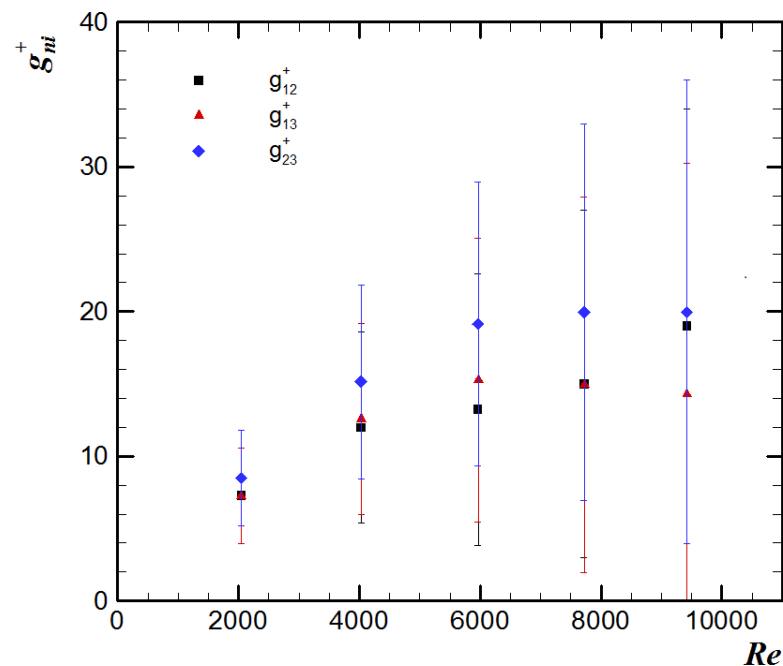
Tabela 11 – Coeficientes de influência conjugados g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ em um substrato condutivo.

| Re_{Di} | $u(Re)$ | $\%Re$ | g_{12}^+ | $u(g_{12}^+)$ | $\%g_{12}^+$ | g_{13}^+ | $u(g_{13}^+)$ | $\%g_{13}^+$ | g_{23}^+ | $u(g_{23}^+)$ | $\%g_{23}^+$ |
|--------------|---------|--------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|------------|---------------|--------------|
| 2.050 | 125 | 6,1 | 7,252 | 3,3 | 45,5 | 7,239 | 3,3 | 45,6 | 8,523 | 3,3 | 38,7 |
| 4.036 | 281 | 7,0 | 11,965 | 6,6 | 55,2 | 12,558 | 6,6 | 52,6 | 15,143 | 6,7 | 44,2 |
| 5.966 | 400 | 6,7 | 13,204 | 9,4 | 71,2 | 15,258 | 9,8 | 64,2 | 19,140 | 9,8 | 51,2 |
| 7.724 | 510 | 6,6 | 14,994 | 12,0 | 80,0 | 14,931 | 13,0 | 87,1 | 19,955 | 13,0 | 65,2 |
| 9.428 | 640 | 6,8 | 18,996 | 15,0 | 79,0 | 14,274 | 16,0 | 112,1 | 19,984 | 16,0 | 80,1 |

Fonte: Autoria própria

Na Tabela 11 e no Gráfico 7 é possível notar que diferentemente do que ocorreu na mesma situação do substrato adiabático na Tabela 6, o calor se propagou até os blocos que estavam a montante do bloco ativo, isso ocorreu pelo fato de o substrato ser de alumínio, um excelente condutor de calor. Nota-se ainda que o Bloco B continua apresentando maiores incertezas, nesse caso chegando até 112,09%.

Gráfico 7 – Coeficientes de influência conjugados g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ em um substrato condutivo.



Fonte: Autoria própria

É possível encontrar as correlações dos coeficientes de influência conjugados g^+ para cada aquecedor protuberante expressas por:

$$g_{12}^+ = 0,0889 Re^{0,5804}, \quad (43)$$

$$g_{13}^+ = 0,2270 \text{Re}^{0,4684}, \quad (44)$$

$$g_{23}^+ = 0,1130 \text{Re}^{0,5781}. \quad (45)$$

No Gráfico 7 fica evidente que quando o escoamento fica mais próximo do regime laminar até o número de *Reynolds* de 3.000, as incertezas são menores, fato esse esperado, por se tratar de um escoamento mais organizado, por outro lado, quanto maior o número de *Reynolds* maior desordem no escoamento. Fica, portanto, evidenciado que as incertezas encontradas para a faixa do número de *Reynolds* de 8.000 até 10.000 foram maiores chegando à faixa de 65% a 112%.

Diante dos dados encontrados foram executados testes experimentais adicionais com a finalidade de validar experimentalmente a matriz conjugada G^+ contendo os coeficientes de influência conjugados g^+ , da mesma forma que foi feito com o substrato adiabático. A configuração utilizada foi a de 6-3-3. Esse procedimento ocorreu para os cinco números de *Reynolds* analisados, sendo que os testes representados foram os #30, #35, #40, #45 e #50. Com esses dados foi possível obter os dados apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Temperatura estimada com a experimental para três aquecedores no substrato condutivo.

| Re_{Dh} | Bloco A | | | Bloco B | | | Bloco C | | |
|--------------|-------------|-------------|-------|-------------|-------------|-------|-------------|-------------|-------|
| | T_{exper} | T_{estim} | % dif | T_{exper} | T_{estim} | % dif | T_{exper} | T_{estim} | % dif |
| 2.050 | 28,1 | 29,6 | -5,3 | 27,3 | 29,0 | -6,2 | 27,1 | 28,8 | -6,3 |
| 4.036 | 26,0 | 27,6 | -6,2 | 25,3 | 27,2 | -7,5 | 25,2 | 27,0 | -7,1 |
| 5.966 | 24,7 | 25,5 | -3,2 | 24,1 | 25,2 | -4,6 | 24,0 | 25,1 | -4,6 |
| 7.724 | 24,2 | 24,1 | 0,4 | 23,7 | 23,9 | -0,8 | 23,6 | 23,8 | -0,9 |
| 9.428 | 24,1 | 24,6 | -2,1 | 23,5 | 24,3 | -3,4 | 23,5 | 24,1 | -2,6 |

Fonte: Autoria própria

Na Tabela 12 pode ser observadas as temperaturas encontradas experimentalmente para cada número de *Reynolds*. Com os coeficientes de influência conjugados g^+ encontrados nas Tabela 9, 10 e 11 juntamente com as Equações (25) e (26), se tornou possível estimar as temperaturas para cada situação que está representada na Tabela 12. Com esses resultados foi possível confrontar as temperaturas encontradas de maneira experimental com as estimadas e foi observado que as incertezas variaram de 0,41% a 7,51% demonstrando assim que com a metodologia aplicada foi validada experimentalmente.

5 CONCLUSÕES

Nesta Dissertação de Mestrado foi realizado um estudo experimental de um descritor invariante do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de aquecedores discretos em canais. Os testes experimentais foram executados em um túnel aerodinâmico do tipo de sucção com retorno aberto.

Foram realizados testes experimentais em dois substratos sendo um adiabático (acrílico) e o outro condutivo (alumínio). No substrato adiabático, com os resultados encontrados foi possível determinar a correlação do número de *Nusselt* adiabático, a qual cada aquecedor protuberante possui e com isso o coeficiente convectivo adiabático pode ser encontrado. No caso do substrato condutivo o resfriamento ocorreu por meio de dois mecanismos conjugados de transferência de calor, a convecção forçada e a condução. Em ambos os substratos foi possível determinar os coeficientes de influência g^+ , e com isso encontrar a matriz G^+ .

Por meio dos testes experimentais foi possível detectar que o estudo do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de aquecedores 3D protuberantes em canais deve ser analisado cuidadosamente, pois com a existência da esteira térmica e das recirculações do escoamento, esses fenômenos geram grande impacto nos resultados, em ambos os substratos. O que justifica isso é que o segundo aquecedor (Bloco B) apresentou uma incerteza de predição de seus resultados sempre maior do que os outros aquecedores (Blocos A e C).

Com os coeficientes de influência conjugados juntamente com os testes experimentais com potência dissipadas diferentes em cada aquecedor ao mesmo tempo, pode se confrontar o resultado das temperaturas obtidas experimentalmente com as estimadas e com isso nos dois substratos foram encontradas incertezas na faixa de 0,13% a 5,86 % no substrato adiabático e de 0,41% a 7,51% no substrato condutivo, sendo essas incertezas compatíveis com as literaturas consultadas.

Outro ponto que pode ser analisado é que para as mesmas situações de escoamento e de potências dissipadas como o Teste #1 substrato adiabático (57,2 °C) e o Teste #26 substrato condutivo (23,6°C), as temperaturas de operação foram bem inferiores no caso do substrato condutivo, demonstrando assim que o fato de se trocar o substrato pode-se aumentar a faixa de potência a ser dissipada, dando uma maior aplicação a esse tipo de substrato, sendo esses resultados corroboraram com as literaturas consultadas.

Finalmente, essa Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica conseguiu validar experimentalmente a matriz conjugada G^+ contendo os coeficientes de influência conjugados g^+ com resultados coerentes com os existentes nas literaturas consultadas, contribuindo assim para futuras pesquisas.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A sugestão para trabalhos futuros de maneira geral é para encorajar novos estudos e aprofundar ainda mais o trabalho desenvolvido nessa Dissertação como:

- Alterar a relação de altura do aquecedor com o canal do substrato;
- Alterar o tipo de fluido do escoamento;
- Considerar o escoamento em ambos os lados do substrato;
- Alterar a disposição dos aquecedores no substrato;
- Modificar o substrato;
- Diminuir as incertezas e ter um controle melhor das condições higrótérmicas do ambiente;
- Realizar testes numéricos para comparação.

REFERÊNCIAS

ANTONINI ALVES, T. A. **Resfriamento Conjugado de Aquecedores Discretos em Canais**. 2010. 129p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

ANTONINI ALVES, T. A. and 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.

ANTONINI ALVES, T. A. e ALTEMANI, C. A. C. **Resfriamento conjugado convectivo-condutivo de um aquecedor discreto num canal de placas paralelas com escoamento laminar**. Mecânica Computacional, XXIX: 5429-5447, 2010a.

ANTONINI ALVES, T. A. and BARBUR, M. A. **An Invariant Descriptor for conjugate forced convection-conduction of 3D protruding heaters in channel flow**. Kyoto, Japan: 15th International Heat Transfer Conference (IHTC'15), 2014. Code IHTC15-9599.

ANTONINI ALVES, T.A.; SANTOS, P.H.D; BARBUR, M.A. **An invariant descriptor for conjugate forced convection-conduction cooling of 3D protruding heaters in channel flow**. Frontiers of Mechanical Engineering. v. 10, 263–276, 2015.

ANDERSON, A. M. and MOFFAT, R. J. **Convective Heat Transfer from Arrays of Modules with non-Uniform Heating: Experiments and Models**. Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report HMT-43, 1990.

ANDERSON, A. M. and MOFFAT, R. J. **Direct air cooling of electronic components: reducing component temperatures by controlled thermal mixing**. Journal of Heat Transfer, v.113, p.56-62, 1991.

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

ANDERSON, A. M. and 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. 114:22-28, 1992b.

ANSYS/FluentTM. **Tutorial: Solving a Conjugate Heat Transfer Problem using ANSYS/FluentTM**. 30p, 2011.

ARVIZU, D. E. and MOFFAT, R. J. **Experimental heat transfer from an array of heated cubical elements on an adiabatic channel wall**. Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report HMT-33, 1981.

BARBUR, M. A. **Estudo numérico do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de um aquecedor 3D protuberante em um canal de placas paralelas com escoamento laminar**. 2013. 18p. Programa de Iniciação Científica – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, Brasil. 2013.

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

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

BOOTEN, C., ELKINS, C.; EATON, J. K. **Rapid heat transfer measurements in complex internal flow**. Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report TF-99, 2006.

ÇENGEL, Y. A. e GHAJAR, A. J. **Resfriamento de equipamento eletrônico**. In: Çengel, Y.A. (Ed.). **Transferência de calor e massa**. São Paulo, Brasil: McGraw-Hill, 15:69p, 2012. (disponível na internet, acesso em 1 Fev. 2019).

GRATTAN-GUINNESS, I. **Convolutions in French Mathematics, 1800-1840, from the calculus and mechanics to mathematical analysis and mathematical physics**. Berlin, Deutschland: Birkhäuser Verlag Basel, 1315p, 1990.

HACKER, J. M. and EATON, J. K. **Heat transfer measurements in a backward-facing step flow with arbitrary wall temperature variations**. Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report MD-71, 1995.

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

HOTT, R.G.C e ANTONINI ALVES, T.A. **Aplicação de um descritor invariante da transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução no resfriamento de aquecedores 3D protuberantes em canais**. Revista interdisciplinar de pesquisa em engenharia, v.2, p. 243-262, 2016.

JOSHI, Y. and NAKAYAMA, W. **Forced convection: external flow**. In: Bejan, A. e Kraus, A.D. (Eds) Heat transfer handbook. New Jersey, USA: John Wiley e Sons, 6:653-661, 2003.

KAYS, W. M., CRAWFORD, M. E.; WEIGAND, B. **Convective heat and mass transfer**. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 546p, 2005.

LOIOLA, B. R. **Análise Térmica Experimental do Resfriamento Conjugado de um Aquecedor em um Duto Retangular**. 2011. 54p. Trabalho de Graduação – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 2011.

LOIOLA, B. R. and ALTEMANI, C. A. C. **Comparative Numerical and Experimental Results for the Conjugate Cooling of a Discrete Heater in a Duct**. 2013. COBEM. Comparative Numerical and Experimental Results for the Conjugate Cooling of a Discrete Heater in a Duct. 2013b.

LOIOLA, B. R. and ALTEMANI, C. A. C. **An Invariant Descriptor for the Conjugate Cooling of Discrete Heaters in a Duct**. 2013. IMECE. An Invariant Descriptor for the Conjugate Cooling of Discrete Heaters in a Duct. 2013a.

LOIOLA, B. R. and ALTEMANI, C. A. C. **Experimental Evaluation of the Convective and the Conjugate Cooling of a Protruding Heater in a Duct**. 2012. ENCIT. Experimental Evaluation of the Convective and the Conjugate Cooling of a Protruding Heater in a Duct. 2012.

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

MACHADO FILHO, Marcelo Correa. **Concepção de um túnel aerodinâmico do tipo sucção com retorno aberto**. 2014. 151 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2014.

MARCHI NETO, I. **Resfriamento conjugado de aquecedores discretos num duto por dois escoamentos incidentes de ar**, 2014. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica: Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

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

MARCHI NETO, I. and ALTEMANI, CARLOS A.C. A matrix to evaluate the conjugate cooling of a heaters array. International journal of thermal sciences, v. 118, p. 278-291, 2017.

MOFFAT, R. J. h adiabatic and u max. **Journal of Electronic Packaging**, v.126, p.501–509, 2004.

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

MUKERJI, D. and 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. and EATON, J. K. **Spatially-resolved measurements of heat transfer in turbomachinery applications.** Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report TDS-145, 2002.

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. and 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.

NISHIDA, F. B. **Análise Numérica do escoamento laminar e da Transferência de Calor de Aquecedores 3D Protuberante Utilizando Diferentes Fluidos de Resfriamento.** 2012. 118p. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, Brasil, 2012.

OUR WORLD IN DATA. Disponível em: <<https://ourworldindata.org/technological-progress>> acesso em: 08 de fevereiro de 2019.

PETERSON, G. P. and ORTEGA, A. **Thermal control of electronic equipment and devices.** In: HARTNETT, J. P.; IRVINE, T. F. (Eds.). Advances in heat transfer. Oxford, Oxon, England: Academic Press, chap. 4, p. 181–314, 1990.

RESENDE, B.R. **Comparação de Duas Alternativas Para o Resfriamento de Aquecedores Protuberantes num Duto Retangular.** 2016. 143p. Dissertação de Mestrado – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 2016.

SIMÔES, R. M. I. **Estudo experimental da transferência de calor conjugada convecção natural-condução em canal vertical com elementos protuberantes aquecidos.** 2011. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica: Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

APÊNDICE A - DETERMINAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA

A vazão mássica (\dot{m}_{real}) na placa de orifício foi determinada conforme procedimento de cálculo estabelecido na Norma NBR ISO 5167-1 da ABNT, para escoamento gasoso em tubulação com diâmetro interno maior do que 50,00 mm e menor do que 71,12 mm, com tomadas de pressão do Tipo D e $D/2$. De acordo com esta norma, tem-se que:

$$\dot{m}_{real} = \frac{e C A_{th} \sqrt{2 \rho \Delta p}}{\sqrt{1 - \beta^4}}, \quad (A.1)$$

sendo β razão entre o diâmetro d e do diâmetro D , os coeficientes de expansão do fluido (e) e de descarga (C) expressos por:

$$e = 1 - (0,41 - 0,35\beta^4) \frac{\Delta p}{\kappa p_1}, \quad (A.2)$$

e,

$$C = 0,5961 + 0,0261\beta^2 + 0,0216\beta^8 + 0,000521 \left(\frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0,7} + \left[0,0188 + 0,0063 \left(\frac{19000\beta}{Re_D} \right)^{0,8} \right] \left[\left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3} \beta^{3,5} + (0,043 + 0,08e^{-10} - 0,123e^{-7})(1 - 0,11) \left(\frac{19000\beta}{Re_D} \right)^{0,8} \left(\frac{\beta^4}{1 - \beta^4} \right) - 0,031 \left[\left(\frac{0,94}{1 - \beta} \right) - 0,8 \left(\frac{0,94}{1 - \beta} \right)^{1,1} \right] \beta^{1,3} + 0,011(0,75 - \beta) \left(2,8 - \frac{D}{0,0254} \right) \right] \quad (A.3)$$

sendo que, Δp é a queda de pressão (ou pressão diferencial) medida na placa de orifício [Pa], e k , o coeficiente isentrópico do fluido.

Na modelagem do problema, a massa específica do fluido (ρ) é calculada através da equação de estado,

$$\rho = \frac{P_1}{RT}, \quad (A.4)$$

sendo que, p_1 e T correspondem à pressão a montante [Pa] e temperatura absoluta do fluido [K], respectivamente e R é a constante universal do gás.

A área do orifício A_{th} [m²], o número de Reynolds Re_D , a velocidade do gás V_{tubo} [m/s] e a vazão volumétrica Q_{real} na tubulação [m³/s] são calculados, respectivamente, por:

$$A_{th} = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (\text{A.5})$$

$$\text{Re}_{Dh} = \frac{\rho V_{tubo} D^2}{\mu}, \quad (\text{A.6})$$

$$V_{tubo} = \frac{4Q_{real}}{\pi D^2} \quad (\text{A.7})$$

$$Q_{real} = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho}, \quad (\text{A.8})$$

sendo que, μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Para o cálculo da vazão mássica no túnel aerodinâmico foi necessário o conhecimento da pressão manométrica a montante da placa de orifício (p_1) e da queda de pressão total (Δp) no medidor de vazão. Como mencionado anteriormente, estas medidas de pressão foram obtidas utilizando dois manômetros em “U” contendo água como líquido manométrico que foram instalados próximos à placa de orifício.

APÊNDICE B - AVALIAÇÃO DAS PERDAS

B.1 Substrato Adiabático

A taxa de transferência de calor do aquecedor ativo por convecção (q_{real}) para o escoamento de ar foi avaliada através de um balanço de energia realizado no aquecedor protuberante. As perdas térmicas (q_{perdas}) envolvidas nessa análise foram subtraídas da potência elétrica dissipada no aquecedor (q_{dis}), conforme indicado na Equação (B.1). Foram consideradas neste caso as perdas térmicas por radiação pela superfície do aquecedor (q_{rad}) e por condução através da base do aquecedor ($q_{cond(sub)}$) até a parte inferior do substrato.

$$q_{real} = q_{dis} - q_{perdas} , \quad (B.1)$$

$$q_{perdas} = q_{rad} + q_{cond(sub)} . \quad (B.2)$$

A perda de calor por radiação através da superfície ocorreu de acordo com a equação de *Stefan-Boltzman*:

$$q_{rad} = \varepsilon \sigma A_e (T_{sup}^4 - T_{viz}^4) , \quad (B.3)$$

sendo que, q_{rad} é a taxa de calor por radiação [W], A_e é a área externa do aquecedor [m²], ε é a emissividade do alumínio polido, σ é a constante de *Stefan-Boltzman* $5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/m²K⁴], T_{sup} é a temperatura da superfície do aquecedor [K] e T_{viz} é a temperatura da vizinhança [K].

As perdas por condução do substrato pode ser expressa por:

$$q_{cond(sub)} = k A_b \frac{(T_b - T_{sub})}{L} , \quad (B.4)$$

sendo, $q_{cond(sub)}$ é a taxa de calor por condução do substrato [W], k é a condutividade térmica do substrato [W/mK], A_b é a área da base do aquecedor [m²], T_b é a temperatura da base do aquecedor [°C] e T_{sub} é a temperatura da superfície inferior do substrato [°C] e L é a espessura do substrato [m].

B.2 Substrato Condutivo

A taxa de transferência de calor do aquecedor ativo ocorre por condução e convecção forçada (q_{real}) para o escoamento de ar foi avaliada através de um balanço de energia realizado no aquecedor 3D protuberante. As perdas térmicas envolvidas nessa análise foram subtraídas da potência elétrica dissipada no aquecedor (q_{dis}), conforme indicado na Equação (B.1). Foram consideradas neste caso as perdas térmicas por radiação pela superfície do aquecedor, por radiação da área da superfície do substrato e por condução através do isolante.

Nesse caso as perdas são representadas pela Equação (B.5).

$$q_{perdas} = q_{rad} + q_{iso} \cdot \quad (B.5)$$

A perda radiação ocorre de duas formas agora sendo a primeira igual a do substrato adiabático, representado pela Equação (B.3) e a segunda onde o que se altera é que a área é da superfície total do substrato.

A perda por condução através do isolante pode ser expressa por:

$$q_{iso} = kA_{sup(iso)} \frac{(T_{sup} - T_{iso})}{L}, \quad (B.6)$$

sendo que, q_{iso} é a taxa de perda de calor por condução do isolante [W], k é a condutividade térmica do isolante [W/m²K], $A_{sup(iso)}$ é a área da superfície inferior do substrato [m²], T_{sup} é a temperatura média da superfície inferior do substrato [°C], e T_{iso} é a temperatura da superfície inferior do isolante [°C] e L é a espessura do isolante [m].