

ALEX PEREIRA DA CUNHA

**DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO
NUMÉRICA DE UMA RÉPLICA TÉRMICA DE PLACA DE
CIRCUITO IMPRESSO**

Ilha Solteira

2014

Alex Pereira da Cunha

DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UMA RÉPLICA TÉRMICA DE PLACA DE CIRCUITO IMPRESSO

Orientador: Prof. Dr. André Luis Seixlack

Co-orientador: Prof. Dr. Marcio Antônio Bazani

Co-orientador: Prof. Dr. Amarildo Tabone Paschoalini

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Ilha Solteira – UNESP como parte dos requisitos para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área do conhecimento: Ciências térmicas.

Ilha Solteira

2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

C972d Cunha, Alex Pereira da .
Desenvolvimento experimental e simulação numérica de uma réplica
térmica de placa de circuito impresso / Alex Pereira da Cunha. -- Ilha Solteira:
[s.n.], 2014
123 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de
Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2014

Orientador: André Luis Seixlack
Co-orientador: Marcio Antonio Bazani
Inclui bibliografia

1. Réplica térmica. 2. Simulação numérica. 3. Análise térmica. 4. Análise
experimental. 5. Componentes eletrônicos.

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Desenvolvimento experimental e simulação numérica de uma réplica térmica de placa de circuito impresso

AUTOR: ALEX PEREIRA DA CUNHA

ORIENTADOR: Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK

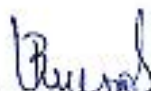
CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. MARCIO ANTONIO BAZANI

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. AMARILDO TABONE PASCHOALINI

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica ,
Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. MARCIO ANTONIO BAZANI

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. JOÃO BATISTA CAMPOS SILVA

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. THIAGO ANTONINI ALVES

Departamento Acadêmico Mecânica / Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Data da realização: 23 de maio de 2014.

Dedico

Este trabalho a Carlos Eduardo May Cunha, para que continue crescendo em um mundo, em que as pesquisas contribuam para um crescimento sustentável e uma melhor utilização dos nossos recursos naturais.

Agradecimentos

Agradeço primeiro ao Pai Celestial – Deus, sem o qual nenhum esforço renderia qualquer resultado e este trabalho não seria possível de ser executado.

Aos meus pais, Ilson Pereira da Cunha e Sebastiana Bonesi da Cunha, que em sua experiência entenderam minha ausência e as faltas nos almoços de domingo e feriados, proporcionando-me todo suporte em carinho e motivação para seguir em frente.

Ao meu irmão Eduardo Pereira da Cunha, por me mostrar uma realidade além da que eu conhecia e ensinar que a perseverança é a chave para o sucesso.

Aos meus amigos, professores e orientadores Prof. Drº Amarildo Tabone Paschoalini, Prof. Drº Marcio Antônio Bazani e Prof. Drº André Luiz Seixlack, pelo constante amparo nos momentos de indecisão, pela motivação nos momentos de crise e principalmente pela coragem em aceitar o desafio junto comigo, não tenho palavras para expressar minha gratidão.

Ao Capítulo Jales da Ordem DeMolay Nº 48/657, por sempre me receber carinhosamente, mesmo após longos períodos de ausências nas reuniões, neste lugar aprendi o valor e a importância das virtudes do Amor Filial, Reverência pelas Coisas Sagradas, Cortesia, Companheirismo, Fidelidade, Pureza e Patriotismo e principalmente amizade.

Ao Moto - clube da CB, em especial aos membros da Facção Jales, Eduardo Antônio, Percival Maia, Daniel Schumacher, Jonas Pessoa, Marcelo Prete, Gilmar Borzilo e Nilson Busto, pelos ótimos momentos na estrada e eventos, e por insistentemente cobrarem a minha presença, não fosse essa cobrança dificilmente sairia da minha rotina, e talvez não tivesse o mesmo ânimo para terminar o trabalho e poder viajar muito mais. Muito obrigado a todos.

Aos amigos e companheiros de laboratório, Daniel Henrique de Souza Obata, Jeferson Camargo Fukushima, Guilherme Rosati Mecelis, Alessandro Martins, que com cada particularidade individual convergimos, assim como nossas simulações, para ideais comuns, um auxiliando o outro.

Aos amigos de graduação, Paulo Sérgio Santos, Amanda Momesso, Marck Souza, com vocês a ideia do mestrado surgiu e o pioneirismo em se deslocar até outra cidade ainda na graduação foi uma grande fonte de coragem e motivação.

Ao professor e amigo Adriano Silva Borges, não fosse aquele aperto na mão suja do seu aluno e a frase: “você não estuda pra isso.” Certamente não estaria escrevendo estes agradecimentos, o meu mais sincero obrigado.

Aos funcionários da secção Técnica de Pós-graduação, técnicos de laboratórios e demais funcionários da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, por sempre se mostrarem solícitos em auxiliar e fazer com que a fase de execução do trabalho transcorresse da melhor maneira possível.

Por fim, mas de maneira nenhuma menos importante; agradeço a Daniele Perez Viegas, amiga, namorada, corretora ortográfica, revisora, crítica, enfermeira, cozinheira, doceira, artesã, costureira e a melhor companheira de motociclismo que alguém possa desejar. Pelas noites no laboratório, pelas festas e convites recusados, pelas viagens constantemente adiadas, pelos finais de semana na frente do computador, pela correria do dia a dia e outras mais diversas situações, acredito que ao invés de obrigado devo-lhe dizer me desculpe.

Obrigado por sempre cuidar de mim, mais do que eu mesmo, por estar sempre ao meu lado, mesmo quando eu não estava; pela disposição em me motivar quando você mesma não estava. Obrigado pelos cafés às 10:00 e às 16:00 horas, sempre que possível, pelas caronas às 08:00, 12:00, 13:30 e 17:30, a rotina que você estabeleceu auxiliou muito para execução do trabalho.

Obrigado pelos carinhos, pelas conversas, jantares, almoços, cafés da manhã, lanches de madrugada e principalmente, obrigado pela paciência nos momentos de desentendimentos e pela ausência.

Resumindo, obrigado pela vida que você vem me proporcionando até hoje, pelas alegrias e surpresas de cada dia e por fazer parte das minhas melhores lembranças e dos meus planos futuros.

“Aqui, no entanto, nós não olhamos para trás por muito tempo. Nós continuamos seguindo em frente, abrindo novas portas e fazendo coisas novas, porque somos curiosos... e a curiosidade continua nos conduzindo por novos caminhos. Siga Em Frente.”

Walt Disney.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma proposta de modelagem de uma réplica térmica de placa de circuito impresso, feita a partir de componentes com potência conhecidas objetivando analisar a distribuição de temperatura e os processos de troca de calor quando elementos semelhantes são utilizados em conjunto nos sistemas eletrônicos, visto que com o aumento da necessidade de maior capacidade de processamento os componentes estão cada vez menores e dissipando muito mais calor. Os obstáculos aquecidos que simulam componentes constituem-se em um resistor comercial envolvido por resina especial para encapsulamentos eletrônicos. Este modelo será criado para ter suas equações governantes resolvidas em software *comercial*. A réplica térmica será representada por blocos, com diferentes dissipações de potências e áreas de troca de calor. Uma vez que o desempenho térmico global depende da dissipação térmica de cada bloco, a avaliação poderá dizer quais blocos contribuem para uma melhor eficiência na troca de calor. Os experimentos fornecerão os valores de temperaturas dos componentes e velocidades de escoamentos para serem comparados com o modelo computacional, e desta forma, o melhor modelo de turbulência que descreve a análise experimental poderá ser encontrado. Foi estudada também a aplicação da teoria dos coeficientes de influência entre componentes. Este trabalho é adequado para a identificação de problemas que se relacionam direta ou indiretamente com falhas em componentes eletrônicos devido à alta temperatura.

Palavras-chave – Réplica térmica. Simulação numérica. Análise térmica. Análise experimental. Componentes eletrônicos.

ABSTRACT

This paper proposes a modeling of a thermal replica of the printed circuit board, made from components with known power aimed at analyzing the temperature distribution and the processes of heat exchange when similar elements are used together in the electronic systems, as that with the increasing need for higher processing components are smaller and more heat dissipating. The heated obstacles simulating components are in a trade resistor surrounded by special resin for electronic encapsulation. This model will be created to be their governing equations solved in commercial software. The thermal replica is represented by blocks with different power dissipation and heat exchange areas. Once the overall thermal performance depends on the thermal dissipation of each block, the evaluation can tell which blocks contribute to better efficiency in heat exchange. The experiments provide the values of the temperature and velocity components of flow to be compared with the computational model, and thus the turbulence model that best describes the experimental analysis can be found. The application of the theory of influence coefficients between components was also studied. This work is suitable for the identification of problems that relate directly or indirectly to failures in electronic components due to high temperature.

Keywords - Thermal replica. Numerical simulation. Thermal analysis. Experimental analysis. Electronic components.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Níveis de encapsulamento eletrônico	18
Figura 2 – Causas de defeitos em equipamentos eletrônicos	19
Figura 3 – Barra metálica montada sobre apoios fixos (a), deformação quando a temperatura aumenta (b), e passa sob tensão de tração quando a temperatura diminui.....	20
Figura 4 – Dois materiais ligados um ao outro à temperatura ambiente (a), e submetidos a variações de temperaturas (b) e (c).	20
Figura 5 – Visão esquemática de dois diferentes circuitos integrados	21
Figura 6 - Modelo da réplica com os obstáculos e componentes simulados, vista isométrica.	38
Figura 7 – vista superior do arranjo de componentes.	38
Figura 8 - Vista Frontal (corte em x).....	39
Figura 9 - Vista lateral (corte em z).	39
Figura 10 – Principais distâncias entre componentes e suas posições na placa (dimensões em mm). 40	
Figura 11 – Representação das principais condições de contorno.	41
Figura 12- Hipótese assumida no presente trabalho, para transferência de calor por condução.	45
Figura 13–Hipótese assumida no componente simulado do presente trabalho, para troca de calor por convecção.....	45
Figura 14 – Três aquecedores protuberantes num substrato adiabático.....	47
Figura 15 – Seções do Túnel de vento.....	50
Figura 16 - Diagrama componente simulado.	52
Figura 17 – Placa de acomodação dos componentes.	53
Figura 18 – Componentes posicionados à placa.	53
Figura 19– Fios desordenados face inferior Placa.....	54
Figura 20 – Ordenação ao longo do escoamento dos fios na face inferior Placa.	54
Figura 21 – Saída dos fios da seção de testes do túnel.....	55
Figura 22 – (A) - Placa posicionada na seção de Testes. (B) -Seção de testes com Janela para câmera infravermelha.	55
Figura 23 – Recirculações entre componentes para diferentes números de Re, para o presente trabalho.	58
Figura 24 – Aumento de Nu com Re para componentes aquecidos.....	59
Figura 25 - Coeficientes de influência $g_{ni} +$ em função de Re.	61
Figura 26 – Superposição de resultados entre componentes alinhados, aquecidos separadamente e todos ao mesmo tempo para $Re = 6603$	62
Figura 27 – Vistas do comportamento térmico dos componentes aquecidos para o Layout proposto, para a velocidade de 1,0 m/s ($Re = 6603$).	63
Figura 28 - Vistas dos vetores de velocidade e linhas de corrente entre os componentes para o Layout proposto, para a velocidade de 1,0 m/s ($Re = 6603$).	64
Figura 29 – Vistas do comportamento térmico dos componentes aquecidos para o Layout proposto, para a velocidade de 2,0 m/s ($Re = 13206$).	65
Figura 30 - Vistas dos vetores de velocidade e linhas de corrente entre os componentes para o Layout proposto, para a velocidade de 2,0 m/s ($Re = 13206$).	66

Figura 31 – Vistas do comportamento térmico dos componentes aquecidos para o Layout proposto, para a velocidade de 3,0 m/s ($Re = 19809$).....	67
Figura 32 - Vistas dos vetores de velocidade e linhas de corrente entre os componentes para o Layout proposto, para a velocidade de 3,0 m/s ($Re = 19809$).....	68
Figura 33 – Vistas do comportamento térmico dos componentes aquecidos para o Layout proposto, para a velocidade de 4,0 m/s ($Re = 26411$).....	69
Figura 34 - Vistas dos vetores de velocidade e linhas de corrente entre os componentes para o Layout proposto, para a velocidade de 4,0 m/s ($Re = 26411$).....	70
Figura 35 – Estudo de convergência entre modelos de Turbulência e número de elementos.....	72
Figura 36 – Domínio computacional com a malha.....	73
Figura 37 - Representação do volume dos componentes pela malha.....	73
Figura 38 – Corte malha entre os componentes: eixo X – Visão frontal.....	74
Figura 39 – Corte malha entre os componentes: eixo Z (b).....	74
Figura 40 – Pontos de leitura de temperaturas para as análises numéricas e experimentais.....	75
Figura 41 – Variações das temperaturas entre componente e placa (T_b) para os três componentes aquecidos.....	75
Figura 42 – Variações das temperaturas internas (temperatura de junção - T_j) para os três componentes aquecidos.....	76
Figura 43 – Temperatura e variações mínimas e máximas interno ao componente de 5W.....	80
Figura 44 – Temperatura e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 5W.....	81
Figura 45 – Temperatura e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 5W.....	82
Figura 46 – Temperatura e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 10W.....	83
Figura 47 – Temperatura e variações mínimas e máximas Interna ao componente de 10W.....	84
Figura 48 – Temperatura e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 10W.....	85
Figura 49 – Temperatura e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 3W.....	86
Figura 50 – Temperatura e variações mínimas e máximas Interna ao componente de 3W.....	87
Figura 51 – Temperatura e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 3W.....	88
Figura 52 – Variação de Reynolds local em função da velocidade para blocos aquecidos.....	89
Figura 53 – $h \times Re$, para componentes aquecidos.....	91
Figura 54 – Variação da temperatura em função da velocidade de entrada do escoamento.....	92
Figura 55 - T_b Componente A (5W).....	94
Figura 56 - T_j Componente A (5W).....	95
Figura 57 - T_c Componente A (5W).....	96
Figura 58 - T_b Componente B (10W).....	97
Figura 59 - T_j Componente B (10W).....	98
Figura 60 - T_c Componente B (10W).....	99
Figura 61 - T_b Componente C (3W).....	100
Figura 62 - T_j Componente C (3W).....	101
Figura 63 - T_c Componente C (3W).....	102
Figura 64 – Resistores Considerados.....	110
Figura 65 – Análise núcleo aquecedor de 3 W. A) Fotografia do Resistor. B) Fotografia infravermelha.....	112
Figura 66 – Análise núcleo aquecedor de 5 W. A) Fotografia do Resistor. B) Fotografia infravermelha.....	112
Figura 67 – Análise núcleo aquecedor de 10 W. A) Fotografia do Resistor. B) Fotografia infravermelha.....	112
Figura 68 – Modelos de acrílico.....	113
Figura 69 – Preenchimento dos moldes com resina.....	114

Figura 70 – Tratamento superficial (A) e rasgos para resistores (B).	114
Figura 71 – Sensor de temperatura no centro do resistor.....	115
Figura 72 – Posicionamento dos aquecedores.	115
Figura 73 – Tubo de Pitot.	118
Figura 74 – Esquema do manômetro em “U” inclinado.	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Técnicas de gerenciamento térmico para diferentes níveis de encapsulamentos	18
Tabela 2 - Características dos componentes da réplica térmica (mm)	39
Tabela 3 - Nu em função de Re para aquecedores separados.....	58
Tabela 4 - Coeficientes de influencia em função de Re	59
Tabela 5 - Coeficientes de influência em função de Re	60
Tabela 6 - Coeficientes gni +em função de Re.....	61
Tabela 7 – Valores das variações das temperaturas entre componente e placa (Tb) para os três componentes aquecidos.	76
Tabela 8 – Valores das variações das temperaturas internas (temperatura de junção - Tj) para os três componentes aquecidos.	76
Tabela 9 – Valores das variações das temperaturas da face superior, em contato com o escoamento (Tc) para os três componentes aquecidos.	77
Tabela 10 – Valores das Temperaturas e variações mínimas e máximas interno ao componente de 5W.	80
Tabela 11 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 5W.	81
Tabela 12 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 5W.	82
Tabela 13 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 10W.	83
Tabela 14 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Interna ao componente de 10W.	84
Tabela 15 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 10W.	85
Tabela 16 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 3W.	86
Tabela 17 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Interna ao componente de 3W.	87
Tabela 18 – Valores das Temperaturas e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 3W.	88
Tabela 19 – Valores das variações de Reynolds local em função da velocidade para blocos aquecidos.....	90
Tabela 20 - Valores de h por Re, para os componentes aquecidos.	91
Tabela 21 – Variações da temperatura no Bloco 3, em função da velocidade de entrada do escoamento.....	92
Tabela 22 - Valores de Tb componente A (5W), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.....	94
Tabela 23 - Valores de Tj componente A (5W), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.....	95
Tabela 24 - Valores de Tc componente A (5W), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.....	96

Tabela 25 - Valores de T_b componente B (10W), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.....	97
Tabela 26 - Valores de T_j componente B (10w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.....	98
Tabela 27 - Valores de T_c componente B (10w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.....	99
Tabela 28 - Valores de T_b componente C (3w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.....	100
Tabela 29 – Valores de T_j componente C (3w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.....	101
Tabela 30 – Valores de T_c componente C (3w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.....	102
Tabela 31 – Valores dos resistores escolhidos.....	111
Tabela 32 - Incerteza das medidas de potência térmica.....	117
Tabela 33 - Incerteza das velocidades médias.....	123

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 A importância do gerenciamento térmico	16
1.2 Falhas causadas pela temperatura.....	19
1.3 Revisão Bibliográfica	22
1.4 Objetivos do trabalho e estrutura da dissertação.....	35
2 MODELAGEM MATEMÁTICA	37
2.1 Apresentação do Modelo	37
2.1.1 O <i>layout</i> da placa.....	37
2.2 Descrição das equações governantes e condições de contorno.	41
2.2.1 Modelagem do escoamento	41
2.2.2 Trocas de calor por condução e convecção	44
2.3 Coeficientes de influência	45
3 ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	49
3.1 Túnel de Vento	49
3.3 Réplica Térmica de Placa de Circuito Impresso.....	51
3.4 Procedimentos Experimentais	55
4 RESULTADOS	57
4.1 Validação cálculos coeficientes de influencia entre componentes.	57
4.2 Estudo da Independência da Malha Computacional	71
4.3 Resultados Numéricos.....	75
4.4 Resultados Experimentais	78
4.4.1 Impacto da velocidade de entrada no coeficiente de troca de calor	89
4.2 Análise “Bloco - 3”	92
4.3 Comparações Numéricas – Experimentais.....	93
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	104
REFERÊNCIAS.....	106
APÊNDICE	110
A Processo de fabricação dos componentes simulados.	110
A.1 Dimensionamento e seleção dos elementos aquecedores:	110
A.2 Verificação de uniformidade térmica.	111

A.3 Encapsulamentos dos aquecedores.....	113
B Análise de Incertezas Experimentais.....	116
B.1 Determinação das Incertezas das potências Térmicas.	116
B.1.1 Incerteza da temperatura	117
B.1.2 Incerteza da velocidade média	117
B.2 Propagação de Erro no Cálculo do Número de Nusselt	123

1 INTRODUÇÃO

1.1 A importância do gerenciamento térmico

É difícil imaginar um mundo sem todos os dispositivos e equipamentos eletrônicos que auxiliam as atividades diárias. É interessante notar também que a imensa infraestrutura que torna todas as tarefas possíveis são invisíveis a quase todos que a utilizam como, por exemplo, os sistemas de telecomunicações e internet administrados pelas empresas de telefonia, provedores e as transmissões de TV. Os circuitos eletrônicos mais antigos foram construídos pela simples conexão de alguns poucos transistores a outros componentes, resultando em uma pequena dissipação térmica e limitada capacidade. Com o advento da utilização dos semicondutores e inovadores processos de fabricação de circuitos eletrônicos, componentes menores e mais eficientes começaram a ser fabricados devido à condensação de muitos transistores em uma única área chamada de matriz ou núcleo, ou no inglês *die*. (SHABANY, 2010)

Um dos maiores problemas sempre tem sido a remoção do calor gerado por um dispositivo de modo que as condições de funcionamento do ponto de vista térmico sejam satisfeitas. O desempenho elétrico da maioria dos componentes começa a se degradar quando a temperatura da junção fica acima de 150°C diminuindo os ganhos do dispositivo e a eficiência de velocidade de processamento. Além disso, um aumento de 10°C na temperatura do núcleo gera uma drástica aceleração da fadiga térmica reduzindo sua vida útil, chegando a níveis em que o equipamento funcionará por metade do tempo pelo qual foi construído para utilização. O gerenciamento térmico de sistemas e encapsulamentos eletrônicos foram identificados em 2003, nos Estados Unidos, pela Iniciativa Nacional dos Fabricantes de Eletrônicos (*National Electronics Manufacturing Initiative-NEMI*), a Associação das Indústrias de Semicondutores (*Semiconductor Industry Association - SIA*) e por muitos outros centros de pesquisas como a chave que permitiria a próxima geração de sistemas eletrônicos. (TONAPI et al., 2003).

A necessidade funcional por dispositivos mais rápidos e menores tem pressionado os mesmos a condições mecânicas e físicas ao seu limite. Jenkins e Bennet (2003) dizem que o gerenciamento era tratado como uma preocupação secundária e que passou a ser considerada juntamente com a fase inicial de produtos e reforça novamente que o correto gerenciamento térmico é chave para o desenvolvimento de novos, mais compactos e eficientes dispositivos.

Ao iniciar o desenvolvimento de um determinado produto eletrônico é primeiro necessário definir o nível de relevância que deve ser analisado, estes níveis estão separados em quatro partes (BEJAN; KRAUS, 2003) que podem ser vistas na Figura 1. Os quatro níveis são:

Nível 1. Encapsulamento do núcleo – abriga o material semicondutor e oferece segurança física ao mesmo.

Nível 2. Placa de Circuito Impresso – a PCI é responsável por fornecer fixação e sustentação aos componentes como também à comunicação entre os dispositivos nela acoplados, através das trilhas em suas faces externas e camadas internas.

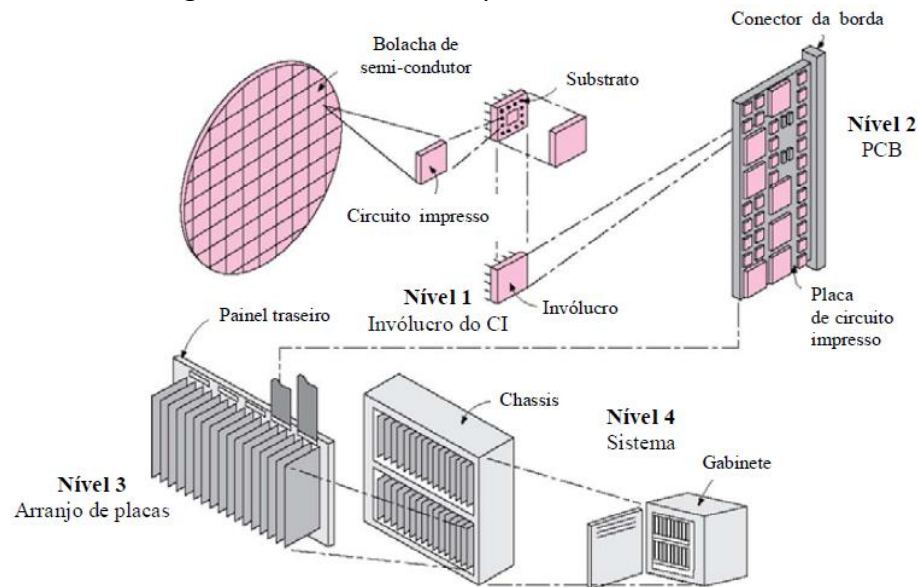
Nível 3. O *backplane* ou placa – mãe, fixa as placas de circuito impresso e interliga umas às outras permitindo a troca de informações e comunicações.

Nível 4. O armário, caixa ou abrigo que protege todo o sistema.

Analisando a Figura 1, claramente vê-se uma hierarquia dos níveis tanto física quanto térmica, pois o primeiro nível é o que comumente necessita de diversos mecanismos de transporte e remoção de calor, que é objeto de diversos estudos em micro e nano escala, no nível 2 os estudos são feitos em meso escala e nos níveis 3 e 4 análises em macro escala (BEJAN; KRAUS, 2003).

De acordo com a necessidade para cada nível existe uma forma e recursos diferentes para aumentar a troca de calor e consequente redução da resistência térmica, principalmente no nível 1, que é o nível mais crítico devido às reduzidas dimensões físicas úteis para dissipação térmica.

Figura 1 – Níveis de encapsulamento eletrônico



Fonte: Alves(2010) apud Çengel (2009).

Na Tabela 1, são apresentadas técnicas para gerenciamento térmico nos diferentes níveis de encapsulamentos, nos quais podem ser observadas as formas passivas e ativas de remoção de calor.

Tabela 1 – Técnicas de gerenciamento térmico para diferentes níveis de encapsulamentos

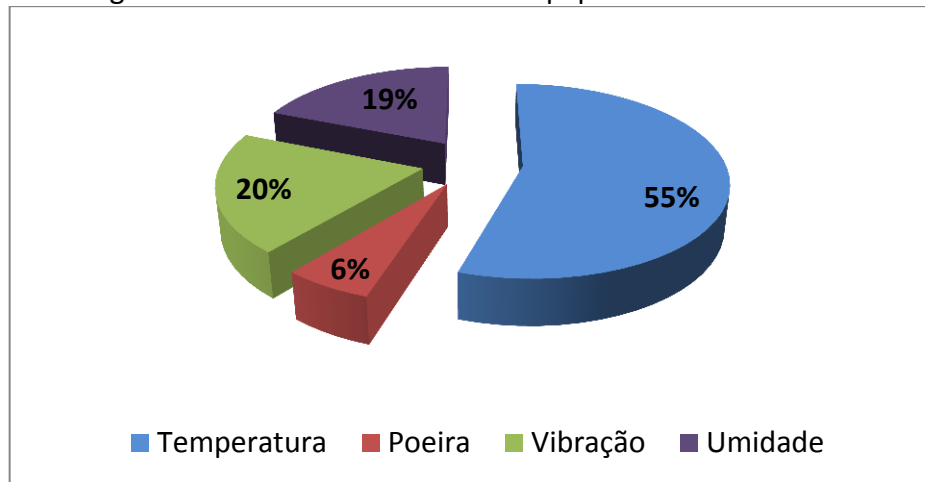
NÍVEL DE ENCAPSULAMENTO	TÉCNICAS DE ARREFECIMENTO PASSIVO	TÉCNICAS DE ARREFECIMENTO ATIVO
Nível 1: Encapsulamento do Chip	Adesivo de alta condutividade Graxas Materiais de Mudança de fase Compostos de moldagem com alta condutividade Espalhadores de calor Dissipadores de calor Líquido de imersão dielétrico Tubos de calor (<i>heatpipes</i>)	Ventiladores Impacto de jato de ar Líquido dielétrico Refrigerador termoelétrico
Nível 2: PCB	Linhas de drenagem de potência para o terra. Substratos metálicos isolados Tubos de calor (<i>heatpipes</i>) Convecção Natural	Ventiladores Ar canalizado Placas frias Líquidos dielétricos
Níveis 3 e 4: Chassis e Gabinete	Convecção Natural Tubos de calor (<i>heatpipes</i>)	Ar canalizado Sistema de tratamento e condicionamento de ar Placas frias Sistemas de refrigeração

Fonte: Bejan e Kraus (2003).

A preocupação dada à temperatura e às formas como ela pode interferir no funcionamento, confiabilidade e vida útil de equipamentos eletrônicos é justificável. Segundo Ramsey et al. (2004) a temperatura é responsável por mais da metade das falhas que ocorrem em dispositivos elétricos como pode ser visto na Figura 2, o que leva a conclusão de que o inadequado gerenciamento térmico pode levar a falha prematura do

equipamento. Organizações, tais como NASA, estimam que entre 50 e 90% das falhas podem ser atribuídas a problemas induzidos ou diretamente relacionados à dissipação térmica (BAILEY, 2008).

Figura 2 – Causas de defeitos em equipamentos eletrônicos



Fonte: Ramsey et al. (2004).

1.2 Falhas causadas pela temperatura

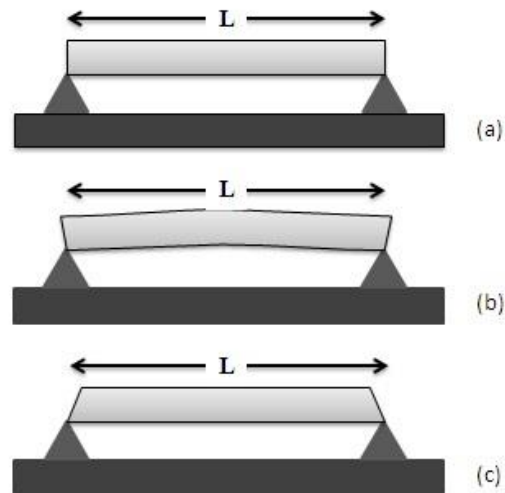
Sempre que um equipamento não é adequadamente refrigerado, sua temperatura interna assim como de componentes específicos irão gradativamente aumentar e se este aumento for maior que o suportado o equipamento pode deixar de funcionar ou até mesmo se incendiar, portanto, o maior causador de defeitos em dispositivos microeletrônicos é o superaquecimento (SHABANY, 2010 apud BAR – COHEN, 1983), como visto na Figura 2.

Ainda segundo Shabany (2010) as falhas decorrentes de superaquecimento são classificadas normalmente em falhas mecânicas, de corrosão e elétricas.

As falhas mecânicas se referem a qualquer tipo de deformação, trinca e fratura no material ou em uniões de materiais. Isso acontece quando a força aplicada em um material cria uma tensão e o consequente acúmulo desta tensão cria a falha. Além disso, materiais têm a capacidade de expandir e retrair conforme sua temperatura aumenta e diminui, o comportamento deste fenômeno pode ser visto na Figura 3 na qual uma barra

apoiada fixamente em ambos os lados ao se expandir e contrair acumula tensões e consequente deformação.

Figura 3 – Barra metálica montada sobre apoios fixos (a), deformação quando a temperatura aumenta (b), e passa sob tensão de tração quando a temperatura diminui (c)

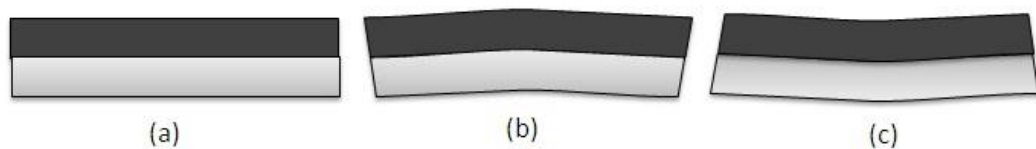


Fonte: Shabany (2010).

Neste caso, se a tensão a que o sistema é submetido for maior que o tolerado pela barra ela se rompe.

Outro caso é quando há a junção de materiais com diferentes coeficientes de deformação (ou coeficientes de dilatação térmica). Como pode ser visto na Figura 4, quando submetidos a diferentes temperaturas um material atua na deformação do outro.

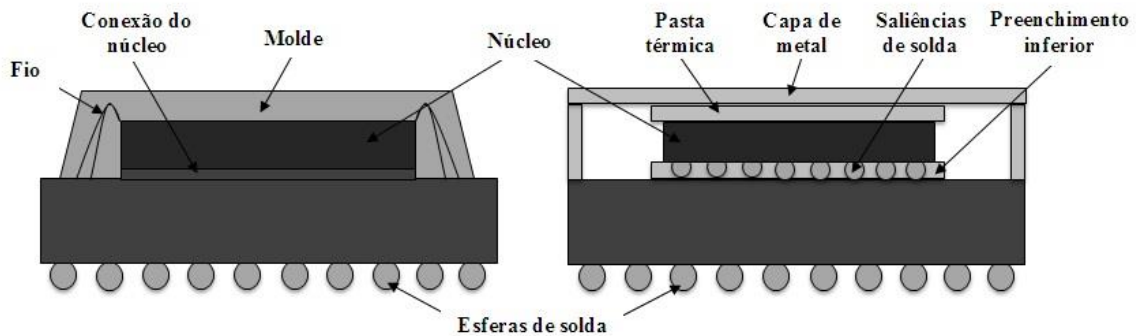
Figura 4 – Dois materiais ligados um ao outro à temperatura ambiente (a), e submetidos a variações de temperaturas (b) e (c).



Fonte: Shabany (2010).

Estes dois exemplos são muito úteis para entender o que ocorre no interior de complexos componentes da indústria eletrônica. Como pode ser visto na Figura 5 os núcleos de processamento localizados no interior dos encapsulamentos podem ter seu comportamento semelhante aos apresentados anteriormente, nas Figuras 3 e 4.

Figura 5 – Visão esquemática de dois diferentes circuitos integrados



Fonte: Shabany (2010)

A falha por corrosão menos comum é definida como sendo a reação de um material com o ambiente a sua volta. Dois tipos de corrosão ocorrem em sistemas eletricamente alimentados: a metalização dos terminais de contato, ou seja, o aparecimento de ferrugem nas ligações dos componentes com a PCI. Este tipo de corrosão é chamado de corrosão molhada e ocorre quando há a contaminação de íons e umidade, originando um caminho condutivo que pode ser um caminho de fuga e uma possível ligação entre condutores adjacente, causando curto-circuito. O outro tipo de corrosão é a corrosão por tensão, que é classificada como sendo seca e acelera o processo de fadiga de materiais, ocorre, predominantemente, em dispositivos de alta tensão onde as temperaturas ultrapassam os 300°C, temperatura esta que segundo Shabany (2010) é a de início deste processo de corrosão.

As falhas elétricas irão afetar inversamente o desempenho dos dispositivos elétricos e podem ser não contínuas ou permanentes. Existem diversas falhas elétricas dentre elas estão a fuga térmica, que aumenta a resistência interna dos dispositivos e pode destruí-los, caso não seja resfriado apropriadamente. Além destes ainda pode ocorrer um acúmulo de tensão elétrica exagerada (*over stress*), contaminação iônica, eletro-migração que pode ocorrer em dispositivos que trabalham com elevada taxa de corrente e temperaturas.

As falhas por corrosão e elétricas não serão estudadas no presente trabalho dadas às condições de análises que serão feitas, dando atenção às falhas mecânicas que por ventura possam ocorrer no decorrer dos experimentos.

1.3 Revisão Bibliográfica

Para iniciar a concepção de como estruturar a réplica térmica, quais fatores deveriam ser levados em consideração e principalmente as variáveis que mais afetariam as análises, tanto numéricas quanto experimentais, uma breve revisão da bibliografia existente foi realizada. Os principais trabalhos consultados e suas respectivas contribuições para esta dissertação estão descritos a seguir.

Asako e Faghri (1988) estudaram as características de transferência de calor para o fluxo laminar completamente desenvolvido através de uma matriz de blocos quadrados aquecidas ao longo de uma parede em um canal de placas paralelas. Esta configuração serviu para simular o arrefecimento de uma placa de circuito impresso encontrada em equipamentos eletrônicos. A condição de limite térmico a ser considerada foi a de assumir que certa quantidade de calor é gerada uniformemente na superfície inferior de cada bloco. Ainda compararam os resultados com valores correspondentes para um conjunto de placas paralelas e também com dois problemas limitantes bidimensionais. A contribuição do trabalho foi de mostrar a viabilidade e a importância do presente trabalho, uma vez que Asako e Faghri (1988) utilizaram o fluxo laminar e neste será utilizado o regime turbulento.

Avelar (1997) analisou teórica e experimentalmente a transferência de calor em canais verticais formados por placas de circuito impresso dispostas paralelamente, resfriadas por convecção natural e propôs uma modelagem que buscou prever as distribuições de temperaturas em diversos pontos nos canais e placas em função da potência dissipada e da distância entre as placas. Através das variações das potências dissipadas nos componentes e as distâncias entre as placas e obteve boa concordância entre resultados numéricos e experimentais, da ordem de 8% a 12%. A presente dissertação teve a mesma abordagem em relação às comparações numéricas e experimentais e utilizou as correlações entre resultados como base de comparação.

Blanchard e Louage (1997) estudaram os efeitos de posicionamento das fontes de calor em placas de circuito impresso e determinaram o melhor posicionamento dos componentes geradores de calor através da expansão em série de *Fourier* e o princípio da

superposição. Estudaram também a melhor forma de representação de componentes através da resistência térmica e concluíram que na análise 2D, o método de representação por resistência e a utilização de formulações de simplificação pode auxiliar uma computação mais rápida e efetiva, comparado a casos reais em escoamento laminar, não sendo recomendada para escoamentos turbulentos. Análogo ao estudo feito por Blanchard e Louage (1997), um cuidado no posicionamento dos componentes dissipadores de calor foi tomado de modo a promover um estudo mais amplo quanto ao contato do mesmo com o escoamento. Um estudo preliminar sobre a representação dos componentes aquecidos por resistências térmicas mostrou-se inviável devido às dimensões dos blocos e por conta do escoamento ser turbulento como dito anteriormente.

Moghaddam et al. (2003) elaboraram um modelo baseado na simplificação por rede de resistores para analisar o comportamento térmico de encapsulamentos eletrônicos; utilizaram ainda a simulação numérica para corroborar com a análise analítica obtendo resultados satisfatórios à análise feita e concluíram que o processo de simplificação para componentes eletrônicos se mostrou útil e perfeitamente aplicável para solução em análises térmicas. Novamente, para este caso, as dimensões e o regime do fluxo de entrada determinaram a não simplificação em resistências térmicas da solução numérica do problema.

Furukawa e Yang (2003) desenvolveram um método para investigar numericamente o comportamento térmico e fluidodinâmico em um conjunto de placas paralelas com blocos que dissipam calor. O sistema simula passagens de arrefecimento em uma pilha de placas de circuitos eletrônicos com *chips* de geração de calor. Com um baixo número de *Reynolds* da ordem de 100 até 1000, um escoamento em desenvolvimento, pode atingir um estado de escoamento completamente desenvolvido em determinado bloco a partir da entrada. A condutividade térmica da placa e resistência térmica de contato entre o *chip* e placa tem um impacto considerável sobre o desempenho térmico, e concluíram que o escoamento fluido, a taxa de transferência de calor e o desempenho neste canal de escoamento é semelhante à do canal de escoamento com nervuras. A análise apresentada na presente dissertação tem como referência somente uma placa e a interação dos

componentes da mesma, com o fluxo de arrefecimento e como dito anteriormente, em regime turbulento.

Fan, Zhou e Zhang (2004), estudaram os efeitos da temperatura em diferentes tipos de encapsulamentos de MOSFET, correlacionando os efeitos térmicos na estrutura mecânica dos componentes e a importância da eficiente troca de calor. Estudaram ainda os efeitos de um trocador de calor por mudança de fase, e concluíram que um apropriado projeto térmico utilizando simulações pode contribuir para uma melhor eficiência térmica e com pacotes de menores dimensões, porém é preciso sempre estar atento às deformações que as altas temperaturas podem trazer aos componentes. A modelagem térmica e termomecânica incluindo os dispositivos de troca de calor fornecem informações necessárias e importantes para seleção e priorização de materiais antes da prototipagem. Este trabalho ajudou na concepção de como montar o componente simulado, quais alternativas seriam mais viáveis, que suportariam as potências desejadas e principalmente não tivessem suas propriedades alteradas durante os ensaios.

Feng (2004) apresentou uma solução analítica tridimensional desenvolvida para a determinação da resistência e espalhamento térmico de um dissipador de calor para resfriamento em aplicações eletrônicas. Expressões adimensionais na forma de série infinita foram fornecidas para calcular o valor máximo da resistência à propagação térmica, os campos de temperatura da superfície e a distribuição do fluxo de calor como uma função de aquecimento projetado relativa área da espessura da placa e características do escoamento. A correlação desenvolvida é eficaz e precisa para prever a resistência de propagação térmica. Apesar de fora do contexto da ideia central do presente trabalho, Feng (2004) ofereceu uma excelente base para o processo do estudo da viabilidade da utilização da forma de estudo adimensional.

Bhowmik e Tou (2005) estudaram o poder de troca de calor de líquidos de resfriamento em fontes de calor discretas, simulando componentes eletrônicos e compararam os resultados com a bibliografia contendo estudos de resfriamento com água e fluidos refrigerantes a base de carbono, e concluiu que os refrigerantes a base de carbono são extremamente melhores que o ar, porém não aplicáveis a todos os casos. A contribuição

deste artigo foi o aparato experimental e os diversos componentes utilizados para o mesmo, para concepção do experimento do presente trabalho.

Fleischer (2005) investigou a presença e os efeitos de “vazios” (bolsões de ar) na região de ligação da matriz ao núcleo de contato e os terminais do circuito; este vazio é conhecido por afetar negativamente a resistência térmica de componentes encapsulados por se tratar de uma descontinuidade do material que envolve o componente. Infelizmente, estes espaços vazios são facilmente formados na camada de solda durante a fabricação, e verifica-se o aparecimento de pontos quentes, nos ciclos térmicos em aquecer e resfriar, e com base em seus resultados concluíram que para pequenos espaços vazios aleatórios, a resistência térmica do núcleo do encapsulamento aumenta linearmente com a porcentagem de volume vazio, e para grandes espaços vazios contíguos, o aumento apresenta-se de forma exponencial. Este artigo foi utilizado para comparação dos resultados do processo de fabricação dos componentes, pois os efeitos de bolsões de ar poderiam ocorrer no encapsulamento dos elementos aquecedores de resina.

Em seu trabalho Chen et al. (2005) apresentaram uma metodologia numérica baseada em elementos finitos para prever a resistência térmica de ambos os *flip-ball grid array chip plastic* (FC-PBGA) com a superfície descoberta e um FC-PBGA com uma tampa de metal. Inicialmente, o modelo de elemento finito 3D foi construído para simular a resistência térmica do FC-PBGA; um experimento de resistência térmica foi realizado para verificar os resultados obtidos nas simulações, após a construção de espécimes de FC-PBGA com a superfície aberta e com uma tampa de alumínio, usando substrato de seis camadas. O modelo de elementos finitos foi utilizado para determinar a resistência térmica do FC-PBGA com um tampão, usando substratos de cobre em camadas de quatro e seis camadas. Os resultados experimentais demonstraram que a FC-PBGA com uma tampa de metal melhora o desempenho térmico em 35% em relação ao que estaria aberto, o FC-PBGA com uma tampa de cobre melhora ligeiramente o desempenho térmico de 2,0% a 2,8% em relação ao da FC-PBGA com uma placa de alumínio. A resistência térmica de FC-PBGA com um substrato de quatro camadas é reduzido de 4,0% para 5,9%, de que o FC-PBGA com um substrato de seis camadas, uma vez que o substrato de quatro camadas é o que contém menos metal para espalhamento térmico. Os resultados numéricos dos elementos finitos

apresentaram-se diferentes dos resultados experimentais em 6,0% para 8,1%. Concluindo que a metodologia baseada na simulação em elementos finitos é eficaz na investigação e desenvolvimento de novos produtos ou melhorar os existentes. O trabalho de Chen et. al (2005) mostrou a utilidade das simulações numéricas, uma vez que as potências dos componentes foram determinadas de acordo com as máximas temperaturas suportadas pela resina, termopares e placa de apoio, estes dados foram estimados por meio de simulação computacional.

Roy e Balaji (2006) apresentaram os resultados de um estudo de análise numérica completa da convecção mista turbulenta em um canal vertical, com uma fonte de calor discreta embutida na parede de cada canal. O problema de transferência de calor conjugado foi resolvido para estudar o efeito de vários parâmetros como a condutividade térmica do material da parede, a condutividade térmica da fonte de calor discreta embutida, e concluíram que o aumento da condutividade térmica da placa de circuito impresso melhora significativamente a dissipação de calor dos componentes nela acopladas. No presente trabalho a escolha da placa de sustentação se baseou na proximidade de elementos utilizados na indústria eletrônica, a condutividade térmica, portanto foi constante (0,33 W/mK).

Dogan et al. (2006) estudaram a transferência de calor por convecção mista de matrizes de fontes de calor discretas dentro de um canal horizontal que foi investigado experimentalmente. Cada uma das superfícies superior e inferior do canal foi equipado com 4 a 8 fontes de calor de montagem embutida submetido a fluxos de calor uniforme. Paredes laterais, paredes inferior e superior foram adiabáticas. A partir dos resultados experimentais, a temperatura média de superfície das linhas de aquecedores e número de Nusselt, as distribuições das fontes de calor discretas foram obtidas e os efeitos do número de Reynolds e Grashof sobre estes números foram investigados, a partir destes resultados, a flutuabilidade, fluxo secundário e o início da instabilidade, foram discutidas. Os resultados mostraram que na parte superior e inferior do aquecedor suas temperaturas aumentam com o aumento do número de Grashof. As temperaturas médias da superfície superior do aquecedor para $RA = 2$ são maiores do que aquelas mais fundas. Onde a convecção natural é o regime de transferência de calor dominante, as temperaturas dos principais aquecedores

podem ter valores muito maiores. A variação dos números de linha média de Nusselt para a relação de aspecto $RA = 4$ mostraram que, com o aumento do fluxo secundário afeta a flutuação e o início da instabilidade, os valores do número de Nusselt tendem a aumentar, como resultado do aumento da transferência de calor especialmente para baixos números de Reynolds. Serviu para mostrar a importância do criterioso processo de modelagem e a influência entre constantes adimensionais umas sobre as outras.

Kandasamy e Mujumdar (2007) estudaram que a função de um conjunto de resfriamento eletrônico é dissipar o calor para assegurar um correto funcionamento e confiabilidade do mesmo. Um *Flip Chip Ball Grid Array* (FC-CBGA) de elevado desempenho térmico com cobertura e sem cobertura foram avaliados com auxílio da técnica de dinâmica de fluidos computacional (CFD). Este trabalho compara o desempenho térmico de um encapsulamento de 35 - 35 mm FC-CBGA com três tamanhos diferentes de matriz, 5 - 5 mm, 15 - 15 mm e 20 - 20mm. O desempenho de uma cobertura equipada com dissipadores de calor diferentes foi investigado no padrão *Joint Electron Device Engineering Council* (JEDEC) definida em convecção natural e em convecção forçada. De acordo com os autores foi encontrada uma excelente concordância entre os resultados numéricos e os dados medidos. Foi encontrada uma relação de melhor dissipação nos casos ligados com dissipadores e sujeitos a convecção forçada. As temperaturas de superfície da placa de circuito impresso e do encapsulamento foram medidos através de uma câmera térmica infravermelha. A utilidade do parâmetro de caracterização térmica é demonstrada em aplicações de nível de sistema, estudos paramétricos foram realizados para entender o efeito do tamanho da matriz, o efeito da radiação térmica, abrangendo variações de tamanho e taxa de fluxo de ar sobre a temperatura da junção da matriz e a resistência térmica do encapsulamento. Na presente dissertação, a análise de resultados por câmera infravermelha foi levantada como uma opção para análise do comportamento térmico dos componentes com matrizes diferentes, pois o mesmo ocorrerá com os elementos aquecedores.

Radhakrishnan et al. (2007) apresentaram os resultados de uma investigação experimental e numérica de convecção mista de um elemento gerador de calor em uma cavidade ventilada. As experiências foram realizadas por aquecedores de dois tamanhos diferentes, localizados centralmente num paralelepípedo, que tem uma entrada de ar e uma

abertura de saída; um ventilador na saída é usado para criar um fluxo, facilitando assim estudos no regime completo de convecção mista. Depois de um estudo paramétrico detalhado, as correlações foram desenvolvidas para o número de *Nusselt* médio e a temperatura máxima adimensional ocorrendo no elemento gerador de calor. As experiências foram apoiadas por uma análise numérica de escoamento de fluido e de transferência de calor para uma geometria que corresponde exatamente ao que foi utilizada para as experiências, a boa concordância entre os experimentos e os resultados numéricos confirmam a adequação dos dois, a aproximação dimensional e o modelo de fechamento de turbulência empregado. A partir dos resultados numéricos, a posição da fonte de calor foi modificada a fim de melhorar o desempenho da transferência de calor e as experiências foram repetidas para esta nova posição, otimizando o rendimento térmico em problemas desta classe. A contribuição do presente trabalho para esta dissertação se deu na metodologia de análise de resultados obtidos em análises e comparação numéricas e experimentais.

Em seu trabalho Jaluria (2008) considera a otimização de sistemas térmicos em função da modelagem matemática e numérica do sistema. Muitas complexidades são frequentemente encontradas em processos e sistemas térmicos, tornando a modelagem desafiadora e complicada, estes que incluem variações de propriedade de materiais, regiões de difícil modelagem e condições de contorno complexas. Validação do modelo numérico é um aspecto particularmente importante para a modelagem do sistema interferindo no desempenho, projeto, controle e otimização. Jaluria (2008) discute também sobre os projetos de sistemas térmicos com base em simulação e experimentação simultâneas em termos de métodos dinâmicos orientados a melhor disposição do sistema e das condições de operação necessários para minimizar os custos e melhorar a qualidade do produto e desempenho do sistema. Neste caso, justificando a importância das análises experimentais como forma de consolidação de dados numéricos, tal como será mostrado adiante no presente trabalho.

Cheng et al. (2008) em seu estudo determinaram as características do estado estacionário de transferência de calor de um componente microeletrônico em convecção natural investigado através de modelagem numérica e validação experimental de um típico

pacote *Plastic Ball Grid Array* (PBGA) montado em uma placa de circuito impresso. Uma imagem tridimensional é gerada utilizando a técnica de modelagem em elementos finitos que representou um eficaz modelo de condução de calor, juntamente com os dados da transferência de calor obtidas por modelos empíricos e também os coeficientes de correlação para descrever a transferência de calor da superfície dos conjuntos eletrônicos são aplicados para caracterização teórica. Os resultados teóricos obtidos foram comparados aos medidos experimentalmente por infravermelho, pois o componente teve sua emissividade calibrada pela espessura ideal da pintura específica preta, avaliaram a incerteza na medição da temperatura na junção do *chip* também, e concluiu que os modelos numéricos e experimentais se correlacionam, e novamente reforçam a importância de simulações bem refinadas para descrever com confiabilidade o que ocorre no equipamento físico. Além das comparações entre resultados numéricos e experimentais, foi observado o processo de medição da temperatura por infravermelho, similar a que será utilizado no presente trabalho.

Kim et al. (2009) construíram um modelo que descreve a resposta térmica de dispositivos eletrônicos fechados e encapsulados em uma caixa de controle. Com o proposto modelo eletrotérmico, foi possível prever o comportamento térmico de acordo com as condições de funcionamento, a deformação térmica de componentes, e a confiabilidade da ligação do componente. O teste prático foi montado com um aquecedor posicionado abaixo do *chip* a ser o componente de estudo, utilizando-se de termopares foram tomadas todas as temperaturas que envolveram o teste, desde o aquecedor até a temperatura fora da zona de isolamento térmico. O sistema foi modelado matematicamente com auxílio de correlações que representam o comportamento térmico e elétrico do sistema real montado. Feito isso todos os parâmetros térmicos foram encontrados a partir das diferentes temperaturas medidas; após uma série de testes os resultados obtidos na avaliação experimental foram comparados com resultados de simulações numéricas e o resultado foi satisfatório corroborando para que o método de estudo fosse aceito. Concluíram ainda que o modelo pode também ser estendido para estimar a variação da resistência térmica do componente, sendo esta dependente das condições de isolamento, ambientais e contato direto, destacando os possíveis problemas mecânicos que podem ocorrer em dispositivos

eletrônicos, além da correlação entre resultados numéricos e experimentais. Ainda foram observados os posicionamentos e o processo de leitura das temperaturas por termopares.

Felczak et al. (2009), apresentaram a implementação de um algoritmo genético para otimização do posicionamento de dispositivos elétricos dissipadores de calor. O estudo foi dividido em duas fases, bi e tridimensionais, no primeiro caso bidimensional, a velocidade do ar foi constante e os componentes que dissipavam calor foram resfriados por convecção forçada; o segundo caso, tridimensional, também teve o mesmo tratamento do anterior. As melhores posições encontradas pelo algoritmo que foi desenvolvido em *software* comercial foram simuladas numericamente, para verificar a adequação do modelo. Com bases nos resultados numéricos foi possível perceber a importância do correto posicionamento de componentes que dissipam calor quando montados em conjunto com outros componentes em placas de circuito impresso, para evitar a excessiva interferência térmica de um componente com relação a outros e também para assegurar a mais eficiente troca de calor de componentes críticos, auxiliando na idealização do modelo a ser utilizado no presente trabalho, privilegiando os componentes aquecidos em relação à entrada do fluxo.

Dirker e Meyer (2009) estudaram o resfriamento de calor pelo método de espalhamento em camadas, que consiste em materiais que têm relativamente alta condutividade térmica, incorporados em meios geradores de calor, apresentam-se como um método viável de reduzir as temperaturas máximas. O trabalho apresentou a condição de contorno associada com uma única direção de extração de calor durante o resfriamento de uma geometria retangular tridimensional. Correlações obtidas numericamente são dadas a partir de qual desempenho de resfriamento de uma estrutura em camadas pode ser calculada e concluiu que a correta utilização das correlações obtidas entre os modelos numéricos e reais são compatíveis. Este trabalho auxiliou para a presente dissertação no entendimento no processo de comparação numérica experimental para resfriamento de componentes.

Alves (2010) Investigou numericamente a transferência de calor conjugada por convecção forçada e condução de três aquecedores 2D montados rentes ou protuberantes em um canal de placa paralelas, assumiu taxa uniforme de geração de calor nos componentes e o resfriamento foi obtido através de convecção forçada. Propôs um modelo

de descritor invariante do processo de conjugado de troca calor por convecção forçada e condução, objeto de estudo da presente dissertação. Obteve resultados para faixa de *Reynolds* de 600 a 1900 modificando as relações de altura do componente em relação altura do canal e a condutividade térmica do substrato. O trabalho de Alves (2010) constituiu uma excelente base para entendimento da teoria de descritores invariantes, assim como foi fonte de comparações para o presente trabalho.

Boukhanouf e Haddad (2010) utilizaram a simulação numérica como ponto de partida para análise e solução de resfriamento de componentes em sistemas de telecomunicação de radares, que era composto por duas placas em um invólucro de alumínio. Através de diversos estudos puderam encontrar a melhor configuração dos componentes e a melhor forma de dissipar o calor de acordo com os valores máximos de temperatura de cada componente e a velocidade do ar que atravessava o invólucro. Assim como mostrado por Felczak (2009), também auxiliou na distribuição dos componentes na placa.

Chen (2010) desenvolveu esquemas de otimização de várias malhas baseados em triangulações ideais de *Delaunay*. Malhas de alta qualidade são obtidas através da minimização do erro de interpolação na qual os sistemas são divididos em classes de sistemas locais e globais para os regimes locais, vários esquemas antigos e novos. Para os regimes globais, é usado em uma iteração de *Newton* modificado para acelerar a abordagem local. Este trabalho forneceu uma base matemática para uma série de regimes de malha de refinamento. Experimentos numéricos indicaram que os métodos apresentados podem produzir triangulações bem feitas de forma robusta e eficiente, primordiais para a boa resolução de problemas simulados numericamente.

Zhang e Zhao (2010) apresentaram um procedimento para melhorar a qualidade de malhas de elementos hexaédricos, especialmente para as malhas geradas de maneira adaptadas. Propuseram ainda o uso das técnicas de inserção e na técnica em colapso para modificar a topologia de malha e melhorar a qualidade dos elementos degenerados que estão sobre os limites da geometria e não são facilmente melhorados através de qualquer posição de nós dos métodos de refinamento. Nas curvaturas é empregado um método baseado no *Laplaciano* de suavização para melhorar a forma de qualidade de elementos que

circundam a geometria de modo a garantir que as características de contorno da malha estão bem conservadas. Para a superfície de rede, o número da condição da métrica Jacobiana associada com os elementos quadrangulares é tomada como objetivo da função de otimização. Os métodos propostos por Zhang e Zhao (2010) tiveram sua eficácia e robustez propostas, testadas através de vários complexos modelos tridimensionais contemplando curvaturas e cantos que normalmente apresentam-se como desafios em simulações numéricas. Este estudo serviu de base para avaliação das malhas geradas pelo presente trabalho, uma vez que também apresenta geometrias cilíndricas e prismáticas.

Lim et al. (2011) fizeram o estudo comparativo numérico e experimental do fluxo térmico em rotores de geradores de ímãs permanentes e apresentaram uma relevante revisão das técnicas de transferência de calor por convecção e ressaltaram a importância dos dados experimentais para um refinamento das simulações na busca de melhores soluções em simulações numéricas.

Jeonghyung Park et al. (2011) estudaram que na solução numérica de equações diferenciais parciais, malhas de alta qualidade são cruciais para a estabilidade, precisão e convergência dos resultados. O refinamento da malha é geralmente realizado para melhorar a qualidade das malhas antes da utilização, em solução numérica de equações diferenciais parciais. Utilizando-se processos de otimização é possível obter um acentuado ganho de melhoria de malha, porém a convergência do método de otimização pode ser muito mais lento do que o desejado. No entanto, para muitas aplicações, a escolha da métrica de qualidade de malha e o problema de otimização deve ser considerada fixa. Em seu trabalho Jeonghyung Park et al. (2011), apresentaram um esquema de alternância de qualidade métrica para utilização no processo de otimização da malha. A ideia consiste em alternar a utilização da qualidade da malha original imprecisa com a mais eficiente em iterações, de modo a reduzir o tempo de convergência, ao passo que a solução do problema original de malha melhora a qualidade. Os resultados típicos do uso deste sistema de aplicação para resolver os problemas da qualidade de malha obtêm aproximadamente 40-55% de melhoria em comparação com o procedimento original, obtendo melhorias significativas na velocidade de solução. O processo de alternância, citado foi útil para estudo e definição da melhor malha a ser utilizada para solução das equações governantes do problema.

Janicki et al. (2012) realizaram um estudo prático de um sistema de controle ativo das condições de contorno durante a caracterização termodinâmica de componentes eletrônicos. O controle das condições de contorno é exercido pelo conjunto de resfriamento composto por dupla placa fria equipada com módulos termoelétricos e um circuito de controle. O funcionamento do sistema de controle e de todo sistema é baseado num exemplo prático, onde as correntes do módulo *Peltier* são ajustadas em tempo real, de modo a impor condições isotérmicas ou fluxo constante de calor no contorno de uma superfície do encapsulamento do diodo de potência (utilizado como fonte de calor para este experimento) durante as medições realizadas com o tempo de dissipação de energia que variava no dispositivo. Os resultados apresentados demonstraram a viabilidade da realização prática de um sistema que é capaz de manter uma temperatura constante do pacote ou o fluxo de calor constante de superfície para uma vasta gama de potência dissipada no dispositivo. Ideal para medir o comportamento térmico de componentes no regime transiente. O trabalho apresentado por Janicki et al. (2012) inspirou o modelo de componente utilizado nas análises experimentais, além de uma formidável definição a respeito das condições de contorno que deveriam ser observadas durante o processo experimental e calibração dos modelos numéricos.

Alves e Altemani (2012) investigaram numericamente o conjugado de resfriamento por convecção forçada e condução de uma série de aquecedores bidimensionais salientes de uma placa inferior (substrato) de um canal de placas paralelas. As equações de conservação foram resolvidas num domínio que compreende as regiões sólidas e de fluidos, considerando o fluxo de estado estacionário com propriedades constantes no regime laminar, um método de previsão para a temperatura de aquecedores sob taxas de geração de calor arbitrárias, concluindo-se assim que os valores dissipados nos aquecedores eram diretamente dependentes das características do fluxo e que o aumento da complexidade do problema, tais como análise bidimensional dos aquecedores traria maior necessidade computacional. O trabalho apresentado por Alves e Altemani (2012) serviu de base para aplicação da metodologia do cálculo dos coeficientes de calor conjugado e qual a relação entre dissipação dos aquecedores e o fluxo de entrada.

Khor et al.(2012) em seu estudo apresentaram experiência e simulação realizados sobre a interação de análise de fluido/estrutura (IFE) de encapsulamentos de circuitos integrados (CI). A visualização do fenômeno IFE no pacote real é difícil devido às limitações do tamanho do pacote, o equipamento disponível, e o custo elevado da montagem experimental. No entanto, os dados experimentais são necessários para validar os resultados da simulação na análise IFE no encapsulamento. Uma escala ampliada do pacote foi fabricada para emular o encapsulamento do CI e para estudar os efeitos do fenômeno FSI no pacote moldado. Observou-se a interação entre o fluido e a estrutura, estudada experimentalmente, através da técnica de simulação para validar o resultado experimental e descrever a física do IFE. Técnica de modelagem virtual foi provada ser excelente no tratamento deste problema e também na modelagem em encapsulamentos de tamanho real. Que também foi reproduzido no presente trabalho, componentes com dimensões elevadas para facilitar a visualização do aquecimento /resfriamento e espalhamento térmico dos mesmos.

Diani et al. (2013) em seu trabalho compararam experimentalmente os resultados do comportamento térmico e a queda de pressão em dissipadores de aletas paralelas e de pinos com os resultados obtidos numericamente simulados com auxílio de *software* comercial. Este processo foi inicialmente feito para validar a simulação numérica, uma vez que as variáveis, temperatura e pressão, medidas obtiveram um comportamento semelhante e foi possível alterar o modelo numérico para que ele pudesse servir de base para projeção de diferentes dissipadores. Ao comparar com diversos autores obtiveram resultados semelhantes corroborando para que seu método de estudo estivesse condizente com a realidade física do problema. Foram observados os processos de determinação das variáveis a serem monitoradas e as relações entre procedimentos experimentais e numéricos, como se complementam e como um interfere no outro.

Em seu estudo Sufian et al. (2013) relataram sobre a influência de dois ventiladores vibrando em fluxo e campos térmicos através de análises numéricas e medições experimentais. Dois ventiladores piezelétricos foram dispostos frente a frente e verticalmente orientados para a fonte de calor. Simulações tridimensionais foram realizadas para calcular a velocidade e a distribuição da temperatura sobre o movimento dos

ventiladores de placas horizontais. O objetivo era o de aumentar a dissipação de calor a partir do componente microeletrônico. Os resultados obtidos, mais uma vez comprovaram que a simulação numérica é uma importante ferramenta na predição de comportamentos de dissipações térmicas em componentes da indústria eletrônica, apesar de fora do contexto central do presente trabalho auxiliou no processo de comparação entre resultados obtidos numérica e experimentalmente.

1.4 Objetivos do trabalho e estrutura da dissertação

Os objetivos desse trabalho são os de analisar o comportamento térmico de componentes eletrônicos através de simulações numéricas e análises experimentais, aplicando conhecimentos de transferência de calor e massa, mecânica dos fluidos e termodinâmicos. Adotar uma sistemática de comparação entre os resultados numéricos e experimentais e correlacioná-los. De maneira a simplificar o entendimento e o estudo do desempenho térmico de componentes eletrônicos em placas de circuito impresso.

O presente trabalho se divide em mais quatro capítulos além deste introdutório, com o intuito de facilitar o estudo e entendimento dos conteúdos apresentados.

No Capítulo 2 é feita uma breve revisão dos conceitos matemáticos envolvidos na transferência de calor e uma descrição analítica do problema apresentado, desta forma são apresentadas todas as hipóteses, conceitos e considerações que se fizeram necessárias na elaboração do trabalho, assim como a apresentação do modelo utilizado para análise em Elementos Finitos, o estudo de independência da malha, para que os resultados não ficassem dependentes desta, entre outros.

No Capítulo 3 são apresentados os passos, equipamentos e metodologia utilizados no ensaio experimental, uma descrição do túnel de vento, sistema de aquisição de dados utilizados e como os ensaios foram realizados serão descritos.

O trabalho é composto ainda do Capítulo 4 onde todos os resultados obtidos nas simulações numéricas e experimentais são analisados, comparados e correlacionados. Também o Capítulo 5 que consta das conclusões e sugestões de trabalhos futuros.

2 MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste Capítulo pretende – se mostrar as equações governantes para os problemas de resfriamento dos componentes simulados da réplica térmica de uma placa de circuito impresso. Estão apresentados o *layout* aplicado para estudo, modelagem do escoamento, os mecanismos de troca de calor e um estudo sobre a aplicabilidade de parâmetros adimensionais sobre a influencia de aquecedores a montante nos que estão a jusante, como descrito em (ALVES,2010).

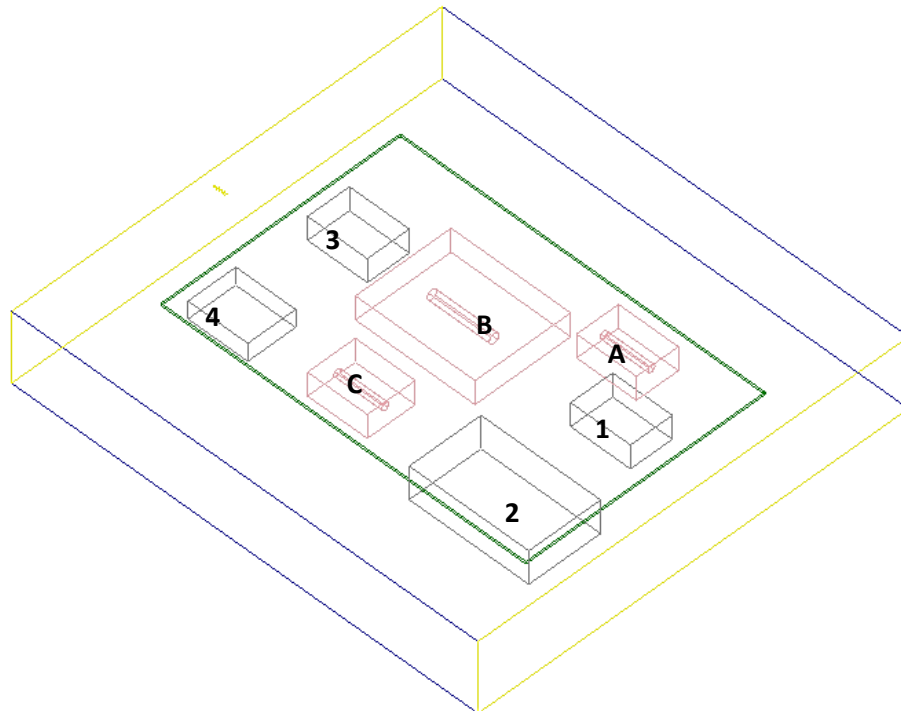
2.1 Apresentação do Modelo

2.1.1 O *layout* da placa.

A disposição dos componentes foi definida de forma a possibilitar uma aproximação da utilizada em sistemas reais, nenhuma ferramenta de otimização de posicionamento foi utilizada (tais como algoritmos genéticos ou similares, descritos por (FELCKZAK, 2009)). A disposição também teve em vista favorecer uma melhor visualização de componentes que estão arranjados em posições privilegiadas em relação ao caminho do ar de resfriamento, como também daqueles que estão sujeitos à obstrução de fluxo, devido o posicionamento de outros componentes.

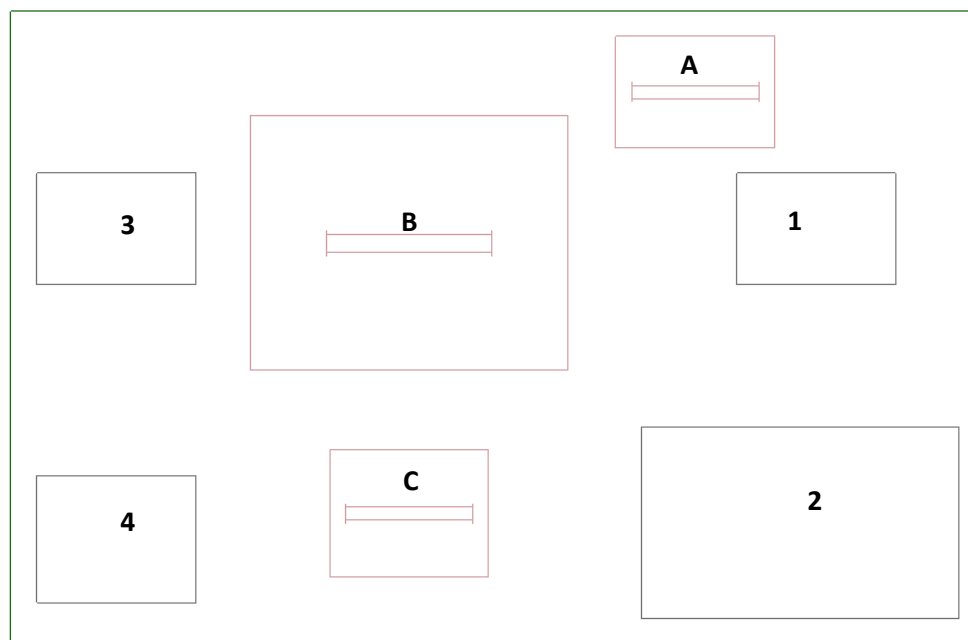
Nas Figuras6 a 9 são observados os, posicionamentos dos obstáculos e componentes simulados. Os números de 1 a 4 são simplesmente blocos de liga alumínio. Os representados pelas letras A, B e C são os componentes simulados, compostos de um resistor comercial e envolvidos por resina epóxi para encapsulamentos.

Figura 6 - Modelo da réplica com os obstáculos e componentes simulados, vista isométrica.



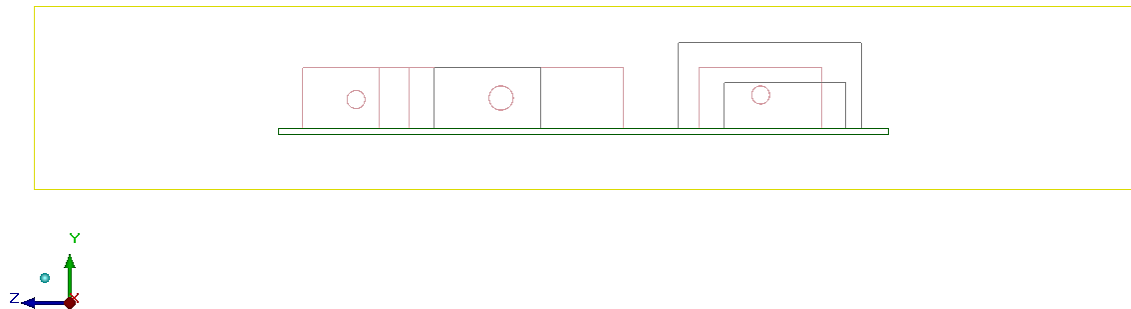
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 7 – vista superior do arranjo de componentes.



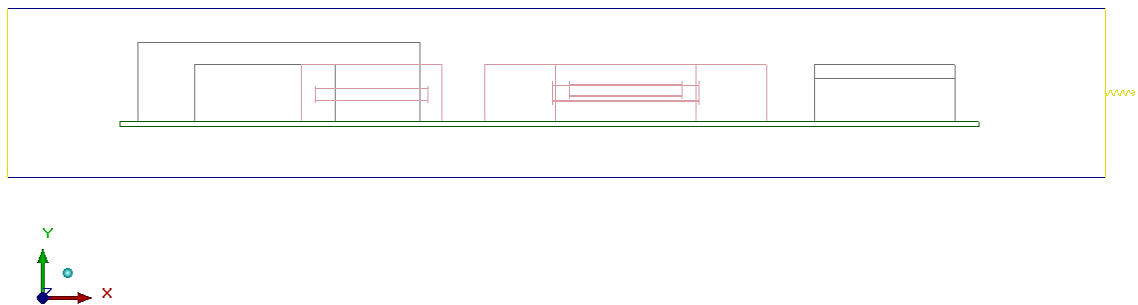
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 8 - Vista Frontal (corte em x).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 9 - Vista lateral (corte em z).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A dimensão dos componentes e as potências dos que dissipam calor estão descritos na Tabela 2:

Tabela 2 - Características dos componentes da réplica térmica (mm)

COMPONENTE	COMPRIMENTO	ALTURA	LARGURA	POTÊNCIA	MATERIAL
A	50	20	35	5 W	Resina + Resistor
B	100	20	80	10 W	Resina + Resistor
C	50	20	40	3 W	Resina + Resistor
1	50	20	35	-	Alumínio
2	100	30	60	-	Alumínio
3	50	20	35	-	Alumínio
4	50	15	40	-	Alumínio
Placa	30	2	20	-	Fenolite

Fonte: Elaboração do próprio autor.

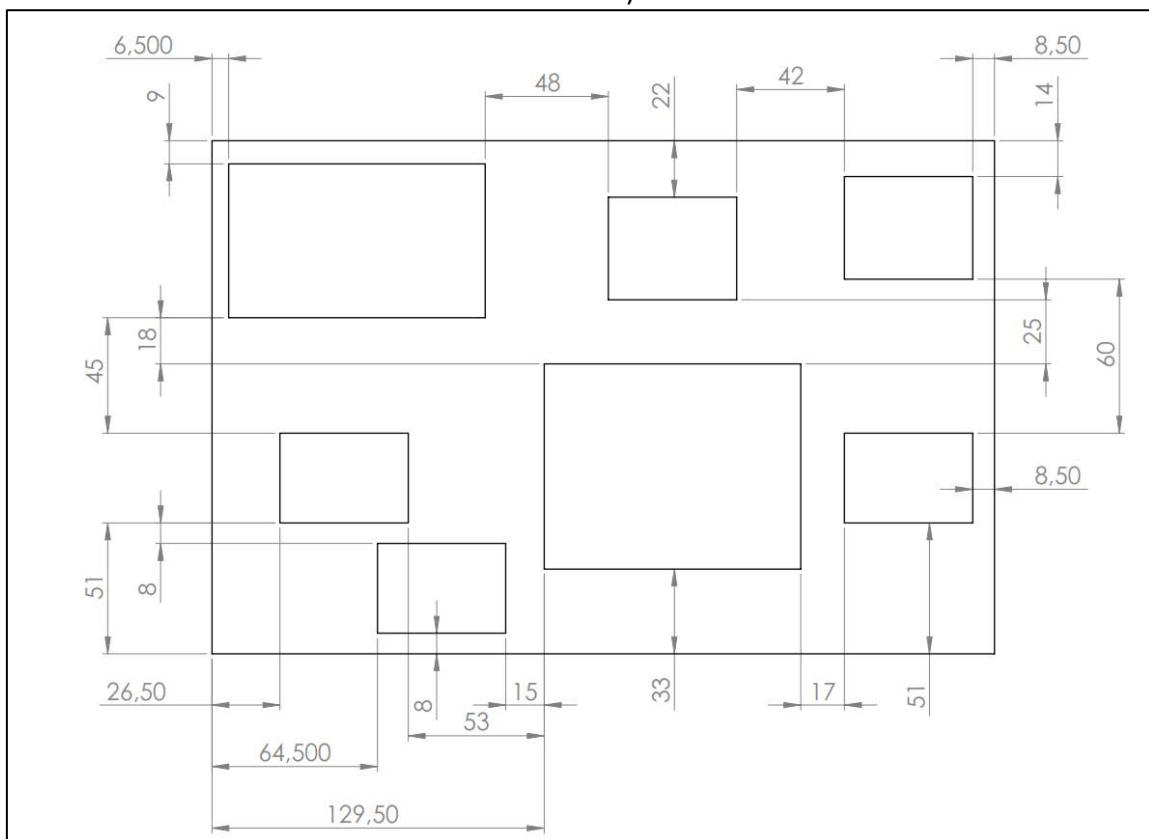
Após definida a geometria representada nas Figuras 6 a 9, que também é o domínio de cálculo do problema. Foram levantadas as variáveis que tem influencia direta no comportamento de resfriamento e troca de calor.

Sendo elas, a velocidade e temperatura de entrada do escoamento (representados na Figura 11), o comportamento turbulento, os mecanismos de troca de calor, as temperaturas de todos os componentes e a influência que o aquecimento dos componentes a montante causavam nos posicionados a jusante do escoamento.

Como pode ser visto nas Figuras 6 e 7 e nas Figuras 8 e 9 a placa se encontra posicionada ao centro do canal, este posicionamento visou privilegiar o contato dos componentes e placa com a máxima velocidade de entrada, evitando-se assim possíveis problemas com velocidades menores devido à proximidade das paredes do domínio.

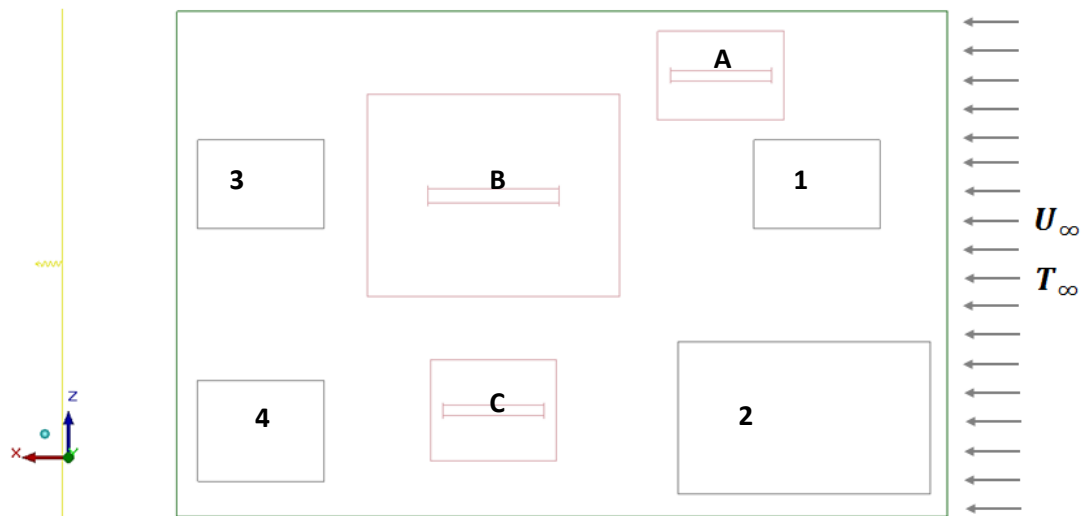
Na Figura 10, é visto o posicionamento dos componentes na placa com suas respectivas distâncias em (mm).

Figura 10 – Principais distâncias entre componentes e suas posições na placa (dimensões em mm).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 11 – Representação das principais condições de contorno.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Determinadas as variáveis o estudo das equações e características que descrevem as mesmas também puderam ser iniciados e estão apresentados no próximo tópico.

2.2 Descrição das equações governantes e condições de contorno.

Esta seção tratará dos principais equacionamentos necessários para entendimento e solução do problema.

2.2.1 Modelagem do escoamento

O escoamento de um fluido em um processo de resfriamento é modelado matematicamente através da equação de continuidade, da equação de quantidade de movimento e da equação de energia (WHITE, 2010; FOX et al., 2006). A equação da continuidade ou equação de conservação de massa em notação tensorial é:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Para um escoamento incompressível, como o que será utilizado neste trabalho devido às baixas velocidades de trabalho, a massa específica independe do tempo e do espaço logo a equação da continuidade resume-se a:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

Considerando um sistema de coordenadas inercial a equação da quantidade de movimento pode ser escrita em notação tensorial como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j \rho u_i) = -\frac{\partial}{\partial x_i} p + \Delta(\tau_{ij}) + \rho g_i + F_i \quad (3)$$

Na qual τ_{ij} é o tensor de tensões, ρg_i é a força gravitacional e F_i é o termo fonte. O tensor de tensões para um fluido *Newtoniano* é da forma:

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (4)$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica e δ_{ij} é a função delta de *Kronecker*.

A equação da conservação de energia para uma porção de fluido que escoar pode ser escrita em termos da entalpia como segue:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i \rho h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right) + \dot{q} + T\beta \left(\frac{\delta p}{\delta t} + u_i \frac{\delta p}{\delta x_i} \right) + \tau_{ij} + \frac{\delta u_i}{\delta x_j} \quad (5)$$

Na qual $\dot{q}$ é o termo fonte que engloba efeitos de geração de calor, Pr é o número de *Prandtl*. O último termo da equação envolve trabalho irreversível devido aos efeitos de compressibilidade do fluido ou devido aos efeitos de empuxo, porém não estão presentes nesta análise devido à não compressibilidade do fluido e convecção forçada do resfriamento.

Para um escoamento permanente e incompressível de um fluido *Newtoniano* as equações discretizadas obtidas das Equações (2), (3) e (5) poderiam ser resolvidas simultaneamente através de Simulação Numérica Direta, contudo a malha necessária seria

muito fina, por que para um escoamento turbulento o menor elemento da malha deveria ser maior que a escala dissipativa de Komolgorov l_d

$$l_d = \frac{L}{Re_L^{3/4}} = \left(\frac{\rho U}{\mu} \right)^{-3/4} L^{1/4} \quad (6)$$

Na qual L é o comprimento característico do escoamento e U é a velocidade média característica.

Dentro de um escoamento turbulento os turbilhões menores que l_d são dissipados pelos efeitos viscosos. O número de graus de liberdade (NGL) para um escoamento turbulento pode ser estimado através do número de *Reynolds*:

$$NGL = \left(\frac{L}{l_d} \right)^3 = Re_L^{9/4} = \left(\frac{\rho UL}{\mu} \right)^{9/4} \quad (7)$$

O número de equações do sistema linear resultante dessa malha seria igual ao número de graus de liberdade o que torna a Simulação Numérica Direta impraticável mesmo através dos modernos computadores, para a maioria dos problemas de engenharia. Para contornar o problema as simulações são feitas usando modelos de turbulência e o escoamento determinado é um “escoamento médio”.

A modelagem da turbulência é obtida através das equações médias de *Reynolds*; essas equações são obtidas através da decomposição das incógnitas das equações originais em dois componentes: um componente médio e outro flutuante. Por exemplo, a velocidade em notação inicial é decomposta como:

$$u_i = \bar{u}_i + u' \quad (8)$$

Na qual $\bar{u}_i$ é o componente de velocidade médio e u' é o componente flutuante.

A equação da continuidade e a equação da quantidade de movimento na forma média são conhecidas como *Reynold-Averaged Navier-Stokes (RANS) Equations*, para um escoamento incompressível e fluido newtoniano elas são escritas como:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\delta \bar{u}_i}{\delta t} + \frac{\delta P}{\delta x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\delta \bar{p}}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\nu \left(\frac{\delta \bar{u}_i}{\delta x_j} \right) \right] - \overline{u'_i u'_j} \quad (11)$$

$$\overline{u'_i u'_j} = \begin{bmatrix} \overline{u' u'} & \overline{u' \vartheta'} & \overline{u' w'} \\ \overline{\vartheta' u'} & \overline{\vartheta' \vartheta'} & \overline{\vartheta' w'} \\ \overline{w' u'} & \overline{w' \vartheta'} & \overline{w' w'} \end{bmatrix} \quad (12)$$

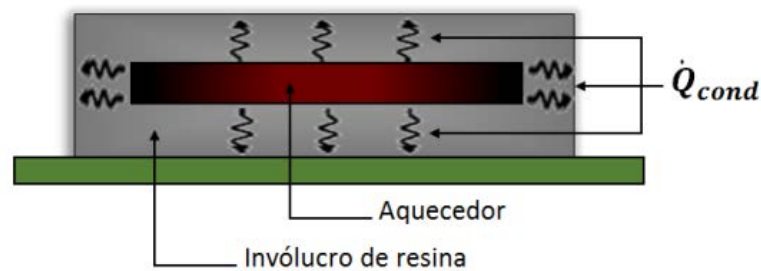
Como o tensor de *Reynolds* (equação 12) é simétrico segue que apenas seis novas incógnitas são introduzidas no sistema de equações que definem o escoamento. O tensor de *Reynolds* (momento de segunda ordem) deve ser modelado e é possível gerar, pelo mesmo processo, uma equação que transporte essa propriedade, porém surgirá outro momento (agora de terceira ordem) que precisa ser modelado e, assim, surge o conhecido problema de fechamento da turbulência. Os modelos de turbulência são os métodos disponíveis para se fechar o problema da turbulência.

Dentre os modelos mais utilizados tem-se o modelo (K-épsilon), RNG, two equation, Zero equation, enhanced RNG. Neste trabalho o modelo RNG foi utilizado devido a melhor comparação com resultados experimentais preliminares, modelo este que é um melhoramento do K-e tradicional por propor uma fórmula analítica para o número de Prandtl turbulento, um melhoramento nas equações que descrevem as camadas turbulentas propondo também uma equação diferencial descritora dos efeitos de baixo número de Reynolds, tornando-se assim o modelo mais adequado a ser utilizado nas análises numéricas.

2.2.2 Trocas de calor por condução e convecção

Neste trabalho a hipótese da transferência de calor do elemento resistor para o invólucro de resina está também demonstrada na Figura 12, devido o contato físico resina/resistor o único mecanismo de troca de calor acaba sendo a condução.

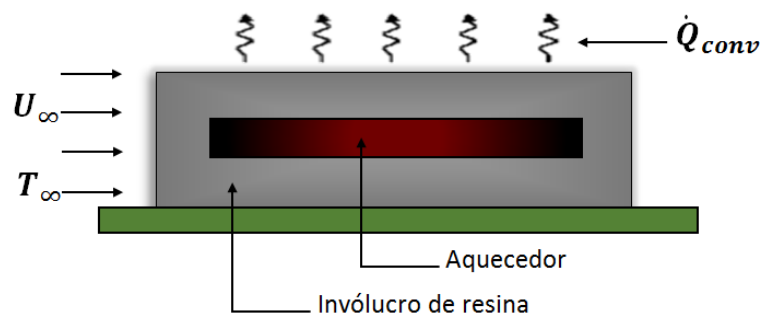
Figura 12 - Hipótese assumida no presente trabalho, para transferência de calor por condução.



Fonte - Elaboração do próprio autor.

Foi assumida como sendo o mecanismo de arrefecimento entre o componente/escoamento, pode ser visto na Figura 13. Existem dois tipos de transferência de calor por convecção. Se o movimento do fluido é gerado por um ventilador, bomba ou vento, ela é chamada de convecção forçada. Exemplos: Ventiladores dentro dos computadores, notebooks, servidores, roteadores, switches e etc. (SHABANY, 2010). Por outro lado se o movimento do fluido é gerado pela diferença de densidade devido à diferença de temperatura, este processo de transferência de calor é chamado de convecção natural ou livre. Exemplos: Televisões, rádios, aparelhos de DVD, roteadores wireless e etc.

Figura 13—Hipótese assumida no componente simulado do presente trabalho, para troca de calor por convecção.



Fonte: – Elaboração do próprio autor.

2.3 Coeficientes de influência

Em Alves (2010) é proposta uma extensão da função de Green discreta inversa para englobar os problemas conjugados de convecção forçada-condução através do uso de

coeficientes de influência conjugados g^+ . Pelo princípio de superposição, baseado na linearidade da equação da energia, o aumento da temperatura média de um aquecedor n numa configuração 2D como a indicada na Figura 14 pode ser expresso pela soma dos efeitos de todos os N aquecedores montados no substrato condutivo.

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{1}{m' c_p} \sum_{i=1}^N g_{ni}^+ q'_i \quad (13)$$

A partir das definições do número de Reynolds, do número de Prandtl, $Pr = \mu c_p / k$ e da vazão mássica, $m' = \rho u_0 H$, a Equação (13), para o caso do presente trabalho, tridimensional, pode ser reescrita como

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{1}{RePrk} \sum_{i=1}^N g_{ni}^+ q'_i \quad (14)$$

Nas Equações (13) e (14), o coeficiente de influência conjugado g_{ni}^+ relaciona o aumento da temperatura média do aquecedor n resultante de uma dissipação de calor no aquecedor i . Como será mostrado na próxima seção, 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 (ALVES, 2010 apud ANDERSON; MOFFAT, 1992), ou à função de Green discreta inversa (ALVES, 2010 apud HACKER; EATON, 1995).

Na forma matricial, a Equação (14), pode ser escrita como:

$$\Delta \bar{T} = \frac{1}{RePrk} G^+ q' \quad (15)$$

Ou na forma expandida,

$$\begin{bmatrix} \Delta \bar{T}_1 \\ \Delta \bar{T}_2 \\ \vdots \\ \Delta \bar{T}_N \end{bmatrix} = \frac{1}{RePrk} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & \dots & g_{1N}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & \dots & g_{2N}^+ \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^+ & g_{N2}^+ & \dots & g_{NN}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ \vdots \\ q'_N \end{bmatrix} \quad (16)$$

A matriz quadrada G^+ , proposta por Alves (2010), contendo os coeficientes de influência conjugados g^+ , é um descritor invariante do processo de transferência de calor

conjugada convecção forçada-condução. Desta forma, uma vez definida a matriz quadrada G^+ , o aumento da temperatura média de um aquecedor, resultante de uma distribuição arbitrária da taxa de geração de calor em todos os aquecedores, pode ser previsto pela Equação (15). Os resultados obtidos da aplicação destes coeficientes de influência conjugados aos problemas conjugados considerados não necessitam da determinação de descritores convectivos de transferência de calor.

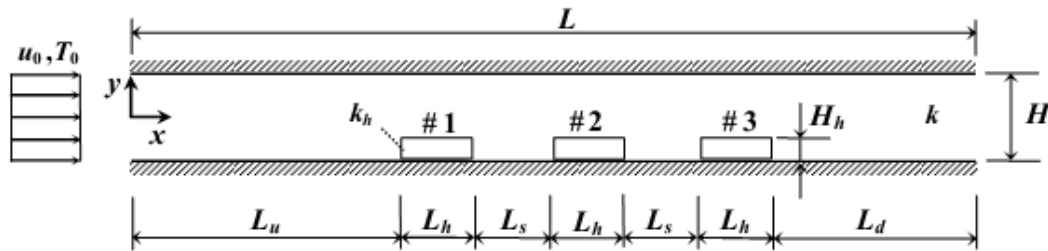
O caso indicado na Figura 14 considerou o resfriamento convectivo de três aquecedores protuberantes montados num substrato adiabático. Neste caso, devido às características do escoamento (existência de recirculações), o aumento da temperatura média de um aquecedor n sofre a influência de todos os aquecedores (ALVES 2010; BARBUR 2014) e foi determinado por:

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0) = \frac{1}{Re Pr k} \sum_{i=1}^3 g_{ni}^+ q'_i \quad (17)$$

Ou, na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \Delta \bar{T}_1 \\ \Delta \bar{T}_2 \\ \Delta \bar{T}_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{Re Pr k} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ q'_3 \end{bmatrix} \quad (18)$$

Figura 14 – Três aquecedores protuberantes num substrato adiabático.



Fonte: Alves (2010).

Na Equação 18, os termos da diagonal principal na matriz G^+ representam os efeitos térmicos do auto aquecimento, enquanto que os demais termos representam a influência térmica proveniente dos outros aquecedores da configuração no aquecedor de interesse.

Utilizando as equações de definição de Nusselt (Nu) e coeficiente de troca de calor (h) e a Equação (17), os coeficientes de influência g_{nn}^+ foram relacionados com o número de *Nusselt* adiabático médio na seguinte forma:

$$g_{nn}^+ = \frac{Re \, Pr}{\overline{Nu}_{ad,n}} \left(\frac{L_h}{2H_h + L_h} \right) \quad (19)$$

É possível relacionar o coeficiente de influência conjugado g^+ com a função de *Green* discreta inversa, g^{-1} , apresentada por Alves (2010) apud Hacker e Eaton (1995) da seguinte forma:

$$g^+ = Re \, Pr \, k \, g^{-1} \quad (20)$$

O estudo de descritores apresentado por Alves (2010) realizado no presente trabalho teve como intuito a previsão do comportamento térmico dos componentes em relação a outros no mesmo arranjo.

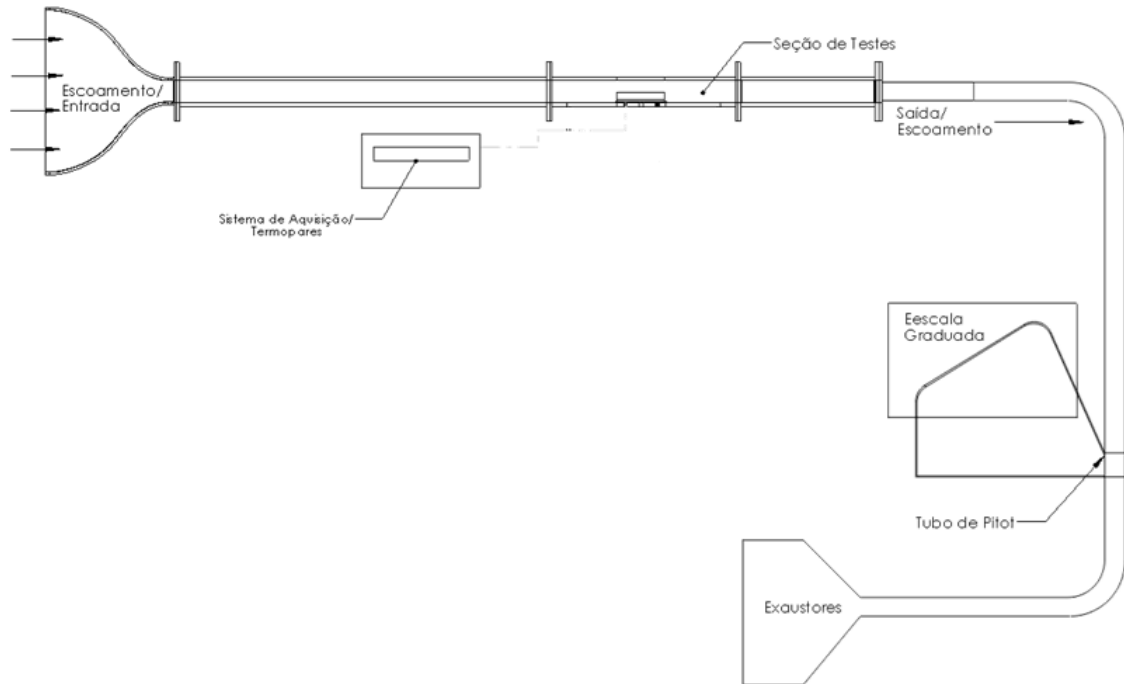
3 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Neste capítulo são descritos os equipamentos e a metodologia que foram utilizados para obtenção dos dados experimentais, que serão comparados aos obtidos numericamente. Análises experimentais como as descritas por Kim et al. (2009), Lim et al. (2011), Khor et al. (2012), Diani et al. (2013), Sufian et al. (2013) e realizadas por Souza(2008) e Souza (2010), são importantes para que haja comparações e possíveis correlações entre si.

3.1 Túnel de Vento

O túnel de vento utilizado neste trabalho foi o construído e instalado no Laboratório de Simulações Numéricas - LabSiN, pertencente ao Departamento de Engenharia Mecânica - DEM da Unesp de Ilha Solteira, o qual é composto de um *plenum* com proteção à entrada de particulado sólido, logo após o mesmo tem-se uma estrutura em colmeia para auxiliar a ordem de entrada do fluxo, uma seção de desenvolvimento do escoamento e em seguida a seção de testes, onde a réplica será acomodada outra colmeia após a mesma e a conexão com o tubo ligado aos motores encarregados de criarem o fluxo dentro do sistema, as dimensões da estrutura apresentada no diagrama da Figura (15) são de 360mm de largura, 60mm de altura e 2220mm de comprimento. O escoamento é criado através de sucção por um conjunto de três exaustores montados em paralelo em uma caixa de sucção onde é acoplada o tubo que interliga o túnel aos mesmos, podendo ter velocidades entre 0 e 4,5 m/s, o túnel conta ainda com uma abertura revestida com material transparente à radiação infravermelha, composto de uma folha polimerizada transparente com espessura de 0,5 *microns* utilizada para visualização com câmera térmica, ou termovisor. Um diagrama simplificado do túnel é apresentado na Figura15.

Figura 15 – Seções do Túnel de vento.



Fonte: Obata (2014).

O túnel de vento é um equipamento largamente utilizado para a reprodução de ambientes e condições de escoamentos em pequena escala, tem apresentado elevada importância para as áreas de projetos nas engenharias civil, aeronáutica, automobilística, elétrica, mecânica e arquitetura. Os dados obtidos a partir de ensaios em túnel de vento tornam-se base para comparação com ensaios realizados por outros pesquisadores e também com resultados numéricos obtidos a partir de simulações computacionais.

Silva (2006) apud Barlow et al. (1999), Loredou-Souza et al. (2005) descrevem as vantagens e desvantagens dos túneis de vento de circuito aberto apresentado a seguir:

Vantagens:

- Custo da construção tipicamente muito menor;
- Menores exigências de espaço para localizar o túnel;
- O túnel não se contamina com fumaça e corantes, gases traçadores, entre outros.
- A temperatura dentro do túnel permanece praticamente constante.

Desvantagens:

- Dependendo da relação entre o tamanho do túnel e do ambiente onde está localizado, pode ser necessário o uso de várias telas no ingresso do túnel para obter uma boa qualidade de escoamento na câmara de ensaio. O mesmo é válido quando o ingresso ou a saída do túnel é externa, onde o vento e o tempo frio podem afetar as condições de operação do túnel;
- Para um dado tamanho e velocidade do túnel, o de circuito aberto consome maior quantidade de energia;
- Em geral, os túneis de circuito aberto tendem a ser barulhentos;

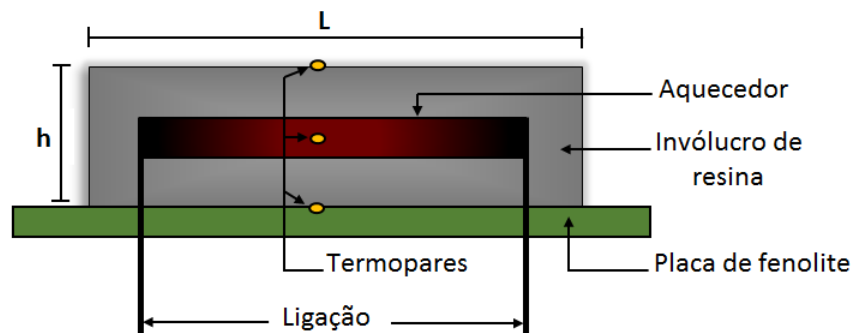
Cada seção do túnel de vento tem sua particularidade, matemática, características próprias de projeto e montagem, levando-se em consideração a melhor maneira de se garantir um escoamento completamente desenvolvido, por este motivo as dimensões citadas anteriormente. Foi utilizada a entrada de 1000 mm, garantindo assim o escoamento completamente desenvolvido na entrada da seção de testes, além disso, o túnel tem o intuito de prover um fluxo facilmente medido e modificável possibilitando uma gama maior de testes, estas características de cada seção devem ser criteriosamente bem projetadas e montadas de forma a não ser mais uma fonte de incerteza do trabalho, contribuindo para um resultado confiável.

3.3 Réplica Térmica de Placa de Circuito Impresso

A réplica tem o intuito de servir como fonte de informações e dados para comparações com os obtidos da solução numérica, descrita anteriormente, disposição dos componentes físicos segue a apresentada no modelo simulado (Figura 6). Os componentes aquecidos tem seu processo de fabricação e montagem, descritos no Apêndice A, os componentes não aquecidos são perfis de alumínio usinados e recebem a coloração preta para permitir a visualização da distribuição de temperatura neles, quando houver, através de câmera térmica por radiação infravermelha. Todos os componentes estão presos em uma placa de fenolite, material largamente utilizado na confecção de placas de circuito impresso

que para este trabalho teve sua condutividade constante ($k = 0,33 \text{ [W/mK]}$), por conta da análise ser feita somente nas faces superiores dos componentes e também pela fuga de calor para este elemento ser pequena. Os componentes aquecidos tiveram suas temperaturas monitoradas no centro e nas superfícies inferior e superior, por meio de termopares, conforme diagrama presente na Figura 16.

Figura 16 - Diagrama componente simulado.

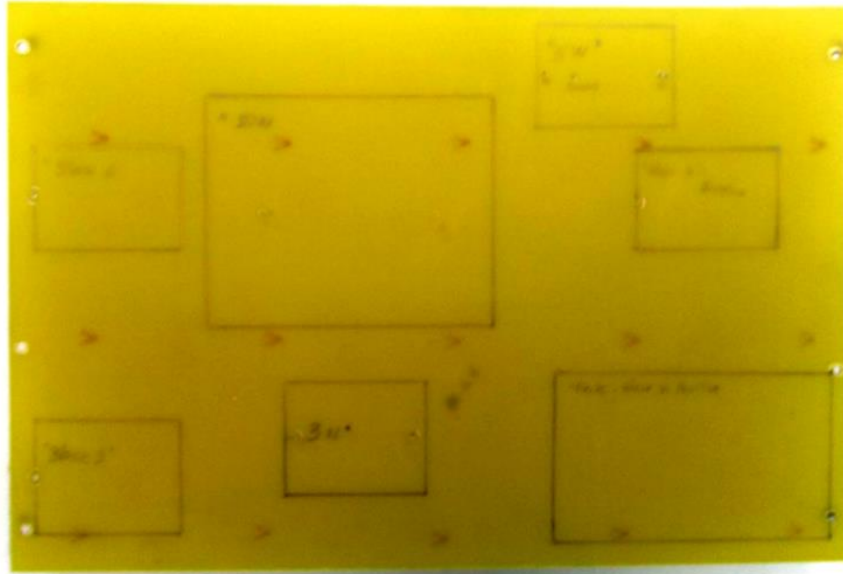


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Como pode ser observado na Figura 16 o aquecedor foi posicionado no centro do invólucro de resina que proporcionara o encapsulamento do mesmo, devido suas propriedades termofísicas, de certa forma mais próximo de componentes eletrônicos. Um termopar é posicionado no centro do aquecedor para verificação da temperatura máxima atingida.

Depois que todos os componentes tiveram seus processos de fabricação finalizados os mesmos puderam ser posicionados na placa de fenolite que pode ser vista na Figura 17, seguindo o posicionamento vista na Figura 11.

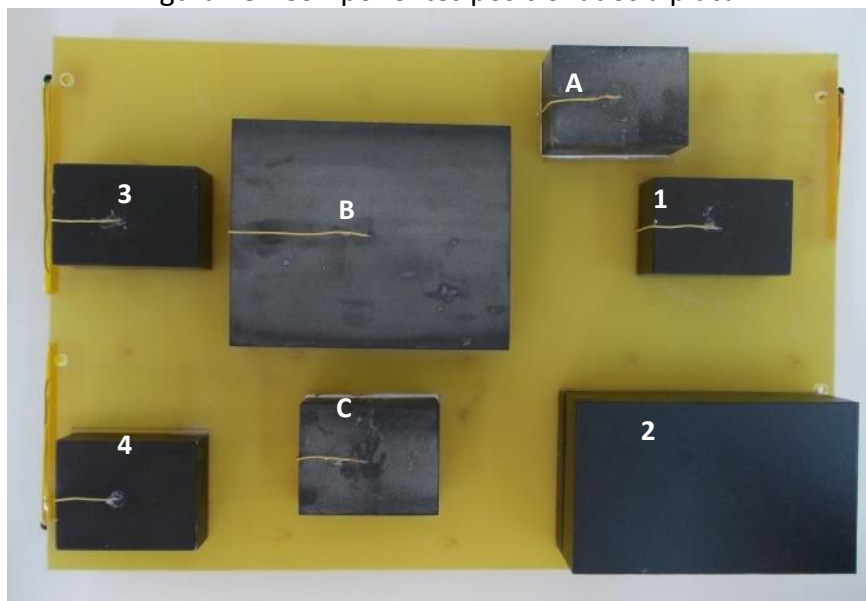
Figura 17 – Placa de acomodação dos componentes.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Antes de posicionar os componentes tomou-se o cuidado de transferir o correto posicionamento dos elementos aquecidos e não aquecidos de acordo com o modelo proposto, inclusive com as furações para passagem dos termopares e terminais de ligação. Em seguida foram posicionados os componentes à placa com uma fina camada de pasta térmica para melhorar o contato da face inferior entre ambos, os componentes posicionados e as principais características dos mesmos podem ser vistos respectivamente na Figura 18.

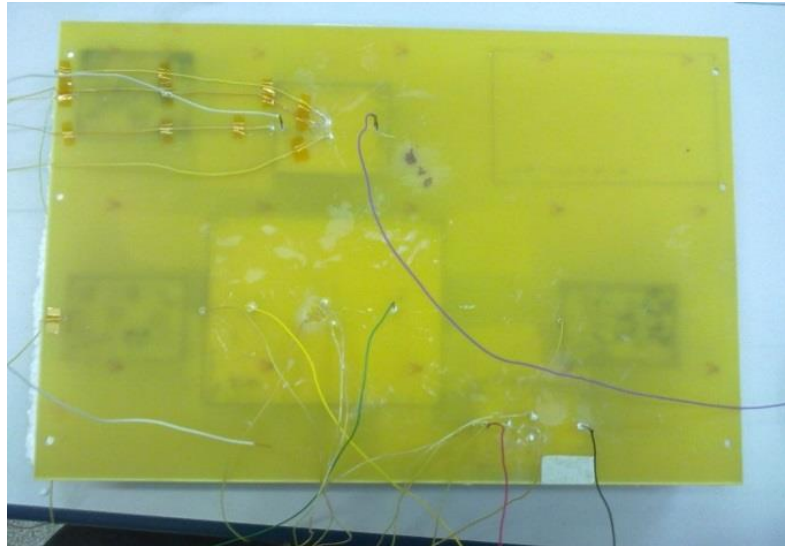
Figura 18– Componentes posicionados à placa.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

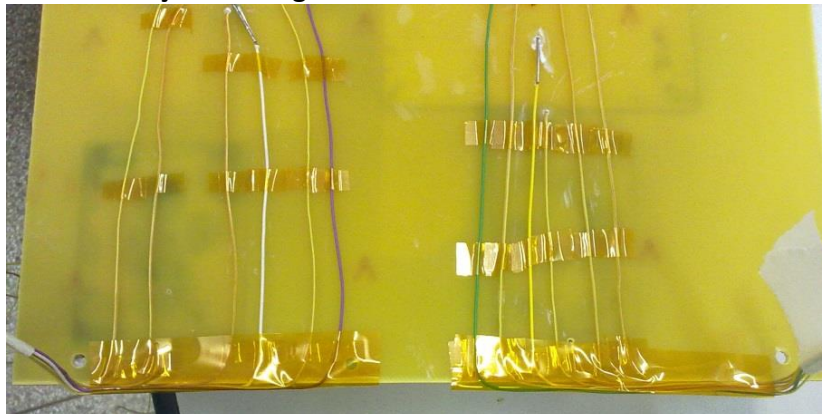
Como a réplica foi posicionada no centro da seção de testes do túnel de vento os fios dos termopares e terminais de ligação não puderam ser simplesmente passados abaixo da placa e ignorados, pois o posicionamento desordenado dos mesmos poderia ser uma fonte a mais de incertezas na análise experimental. Desta forma os fios foram alinhados ao longo do escoamento e organizados de maneira a não interferir no mesmo, sendo reunidos em feixes e conduzidos para fora da seção de testes com auxílio de condutos termo retráteis que ofereceram a rigidez necessária para acomodar os fios. Nas Figuras 19,20 e 21, pode ser visto o ordenamento de todos os fios.

Figura 19– Fios desordenados face inferior Placa.



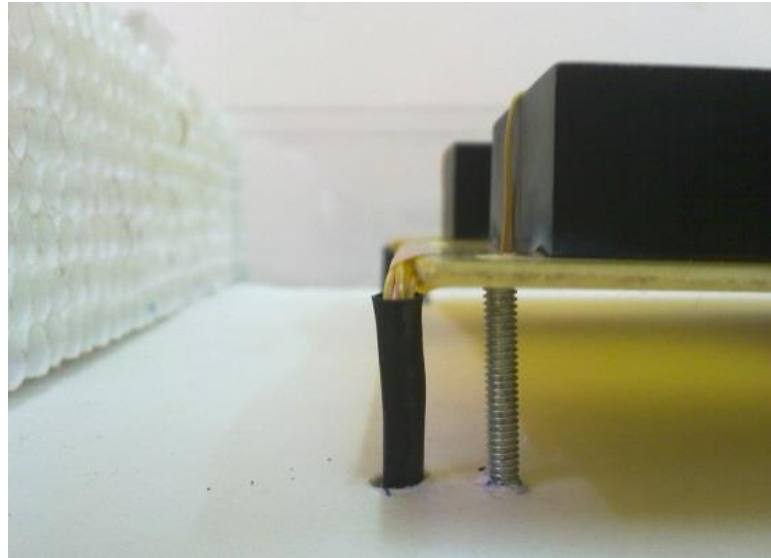
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 20 – Ordenação ao longo do escoamento dos fios na face inferior Placa.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

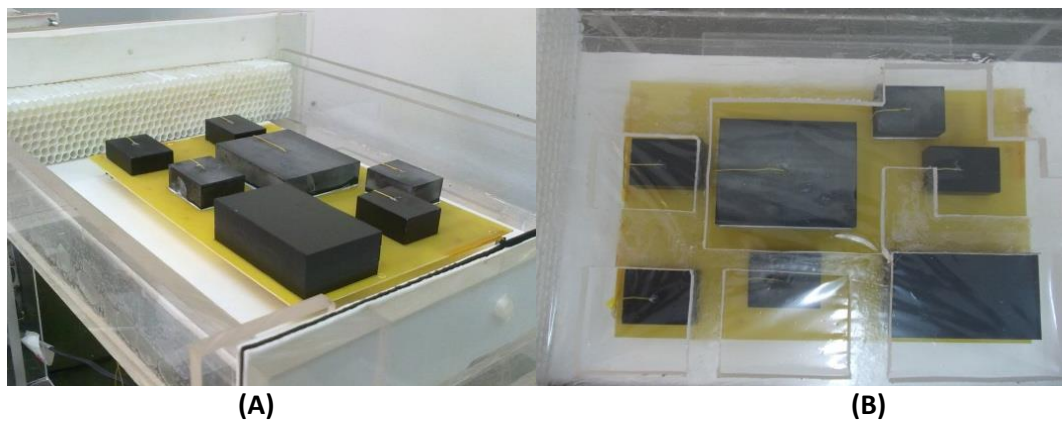
Figura 21 – Saída dos fios da seção de testes do túnel.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Após a ordenação descrita acima a placa pode então ser posicionada no túnel para os ensaios, na Figura 22 (A) tem-se a placa acomodada na seção de testes e em (B), tem-se a seção fechada com a janela para câmera infravermelha, e pronta para ensaios.

Figura 22 – (A) - Placa posicionada na seção de Testes. (B)-Seção de testes com Janela para câmera infravermelha.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

3.4 Procedimentos Experimentais

A fase experimental do presente trabalho foi executada no Laboratório de Simulações Numéricas – LabSiN da Faculdade de Engenharia, UNESP Câmpus de Ilha Solteira. Depois de montada o processo de análise experimental constou dos seguintes passos:

1. Verificação e calibração do fluxo na seção de testes do túnel de vento;
2. Verificação e calibração dos termopares juntamente com o sistema de aquisição de dados;
3. Ligados os componentes aquecidos em suas respectivas fontes de alimentação de tensão;
4. Aguardou-se período de estabilização dos componentes, ou seja, até que o sistema estivesse trabalhando em regime permanente;
5. Coleta de dados dos termopares e organização dos mesmos para análise;

Com base nestas tarefas recolheram-se dados suficientemente necessários para comparação e análise do modelo numérico e poder obter uma correlação do coeficiente de troca de calor como descritos por (SOUZA, 2008; SOUZA, 2010).

4 RESULTADOS

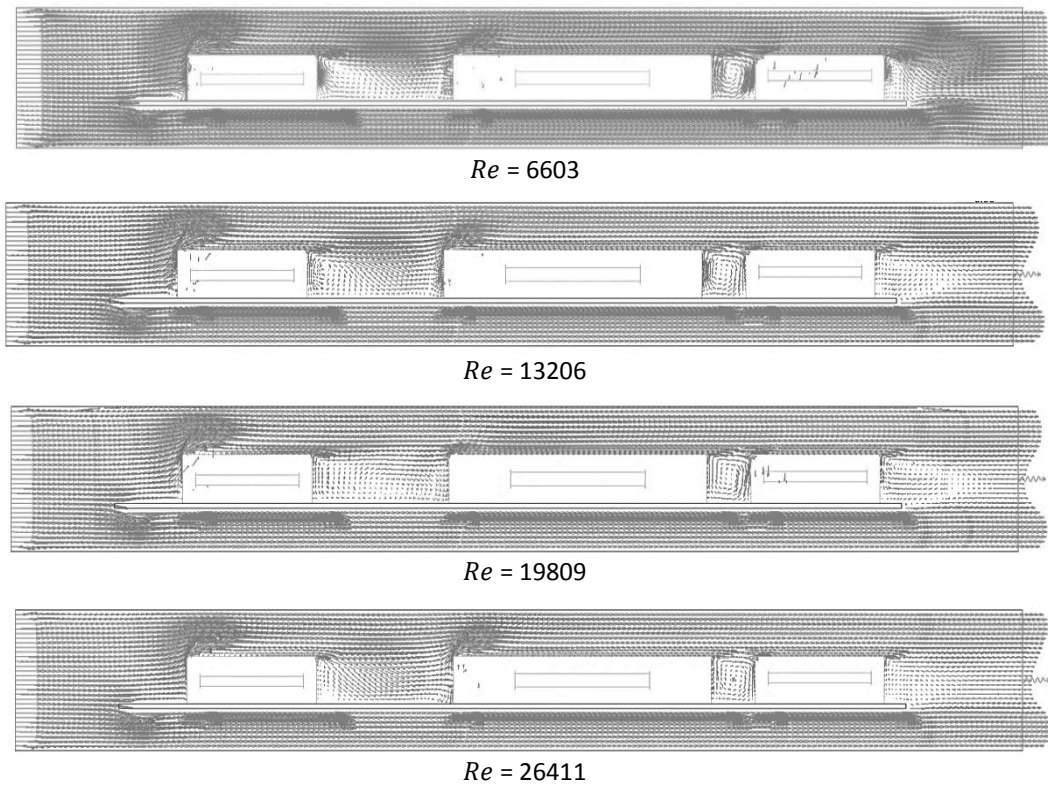
Neste capítulo serão apresentados os dados obtidos nas análises, numérica e experimental. Uma comparação entre os mesmos e a análise de incertezas dos equipamentos e instrumentos utilizados, tais como descritos em (RADHAKRISHNAN et al., 2007; JALURIA, 2008; CHENG et al. 2009; KIM et al., 2009; DIRKER; MEYER, 2009; LIM et al., 2011; KHOR et al., 2012; DIANI et al., 2013; SUFIAN et al., 2013).

4.1 Validação cálculos coeficientes de influencia entre componentes.

Por questões de comparação nesta seção os aquecedores foram aquecidos separadamente e os dados analisados serão apresentados a frente, porém mantendo-se suas dimensões e potências dissipadas, esta configuração foi utilizada de teste para auxiliar no estudo e entendimento do conceito do coeficiente de correlação entre aquecimento dos componentes ativos presentes na placa.

Este estudo comparativo foi feito para a verificação dos cálculos descritos no Capítulo 2. Primeiramente uma análise no comportamento do escoamento, como pode ser visto na Figura 23, as recirculações que ocorreram para a faixa de $6603 < Re < 1890$.

Figura 23 – Recirculações entre componentes para diferentes números de Re , para o presente trabalho.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nota-se que assim como em Alves (2010) as características principais deste escoamento consistiram de recirculações entre os aquecedores subsequentes e uma recirculação maior a jusante do terceiro aquecedor, que tem por principal característica seu comprimento aumentado com o aumento de Re , devido ao recolamento do escoamento gerando a recirculação no sentido horário.

Foi considerado, numericamente, um aquecedor ativo por vez e os resultados de Nu para cada um estão apresentados na Tabela 3.

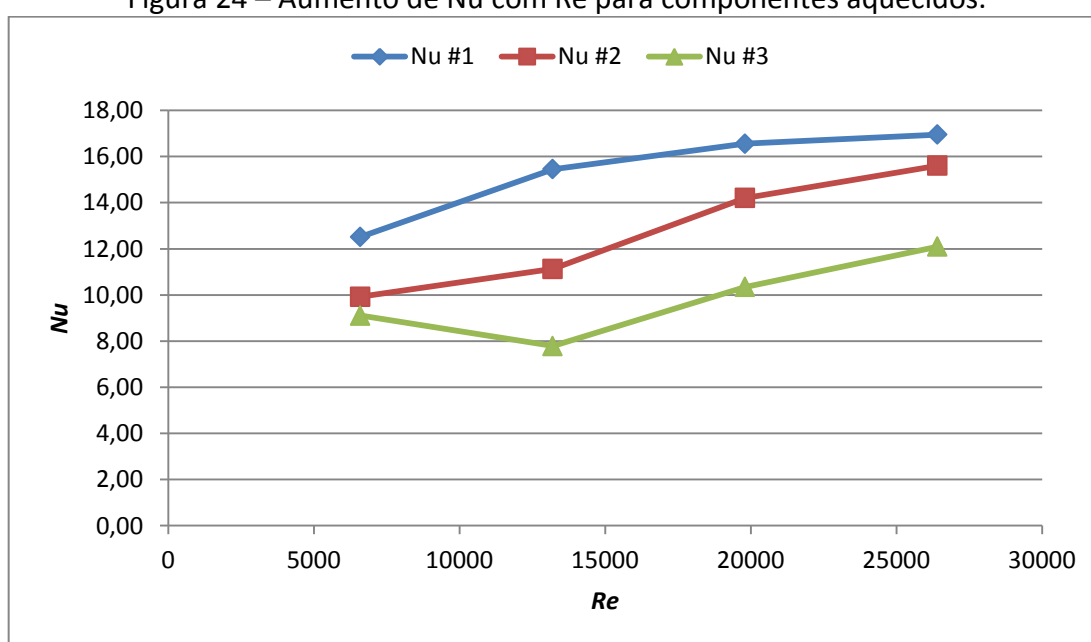
Tabela 3 - Nu em função de Re para aquecedores separados.

Reynolds	Nu #1	Nu #2	Nu #3
6603	12,52	9,922446	9,10
13206	15,45	11,13	7,79
19809	16,55	14,21	10,35
26411	16,95	15,61	12,09

Fonte: Dados do próprio autor.

Foi observada através da análise dos dados da Tabela 3, que para um mesmo valor de Re , o número de Nu é sempre maior nos aquecedores a montante dos que estão à jusante do escoamento devido ao desenvolvimento simultâneo das camadas limite fluidodinâmica e térmica sobre os aquecedores, similarmente ao que ocorreu em (ALVES, 2010). Como também o aumento de Nu em cada aquecedor aumenta com Re , indicando a queda de temperatura com o aumento da vazão mássica de fluido no túnel. Graficamente o comportamento de Nu em função de Re , pode ser visto na Figura 24.

Figura 24 – Aumento de Nu com Re para componentes aquecidos.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Tabela 4, estão descritos os resultados obtidos a partir da solução da Equação 32, sendo apresentados os valores dos componentes da diagonal principal, g_{11}^+ , g_{22}^+ , g_{33}^+ , coeficientes de influência do auto aquecimento, são mostrados em função de Re .

Tabela 4 - Coeficientes de influencia em função de Re

Reynolds	g_{11}^+	g_{22}^+	g_{33}^+
6603	208,09	390,62	286,12
13206	337,13	601,57	668,83
19809	472,01	707,14	755,28
26411	614,66	858,29	861,33

Fonte: Dados do próprio autor.

Neste ponto o presente trabalho se difere do apresentado por Alves (2010), quando ao comparar os coeficientes observou que $g_{33}^+ > g_{22}^+ > g_{11}^+$, na situação apresentada em seu trabalho Alves (2010), utiliza todos os componentes com a mesma dissipação e aqui isto não ocorre, já que, como dito, os componentes alinhados não diferiram em dimensão e potência, sendo elas, de 5W para o componente 1 a montante do escoamento, 10W para o componente 2 intermediário e 3W para o componente 3 a jusante. Portanto por isso vê-se que os coeficientes g_{22}^+ são maiores que os g_{33}^+ . Porém ao se comparar os resultados de g_{11}^+ e g_{33}^+ , pode ser observado que $g_{33}^+ > g_{11}^+$, refletindo o efeito do aquecimento nos aquecedores a montante.

Estes resultados podem ser comparados aos obtidos por Alves (2010), quando este realiza ensaios com fluxos de calor diferentes nos componentes e um em particular quando, quando o aquecedor central dissipa mais potência que os outros. Neste caso o presente trabalho se assemelha ao do supracitado autor.

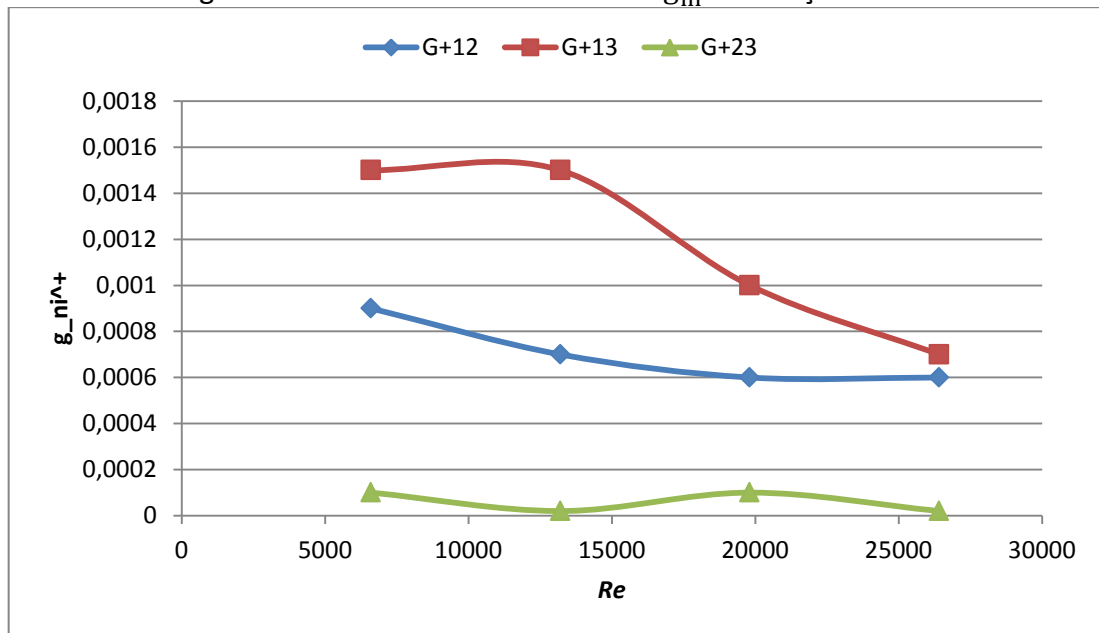
Os coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ , são apresentados na Tabela 5, nestes resultados, as recirculações que foram geradas entre dois aquecedores e as dissipações turbulentas refletiram nos resultados destes coeficientes.

Tabela 5 - Coeficientes de influência em função de Re

<i>Reynolds</i>	g_{12}^+	g_{13}^+	g_{23}^+
6603	0,0009	0,0015	0,0001
13206	0,0007	0,0015	0,00002
19809	0,0006	0,001	0,0001
26411	0,0006	0,0007	0,00002

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 25 - Coeficientes de influência g_{ni}^+ em função de Re .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para os coeficientes de influência g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ estão descritos na Tabela 6, a seguir. A partir da observação dos resultados nota-se que as influências são pequenas de um aquecedor ativo em relação ao outro a montante e percebe-se uma diminuição dos mesmos com o aumento de Reynolds, este fenômeno se explica devido à alta turbulência do fluido de entrada e ao aumento da vazão mássica no canal (ALVES, 2010).

Tabela 6 - Coeficientes g_{ni}^+ em função de Re

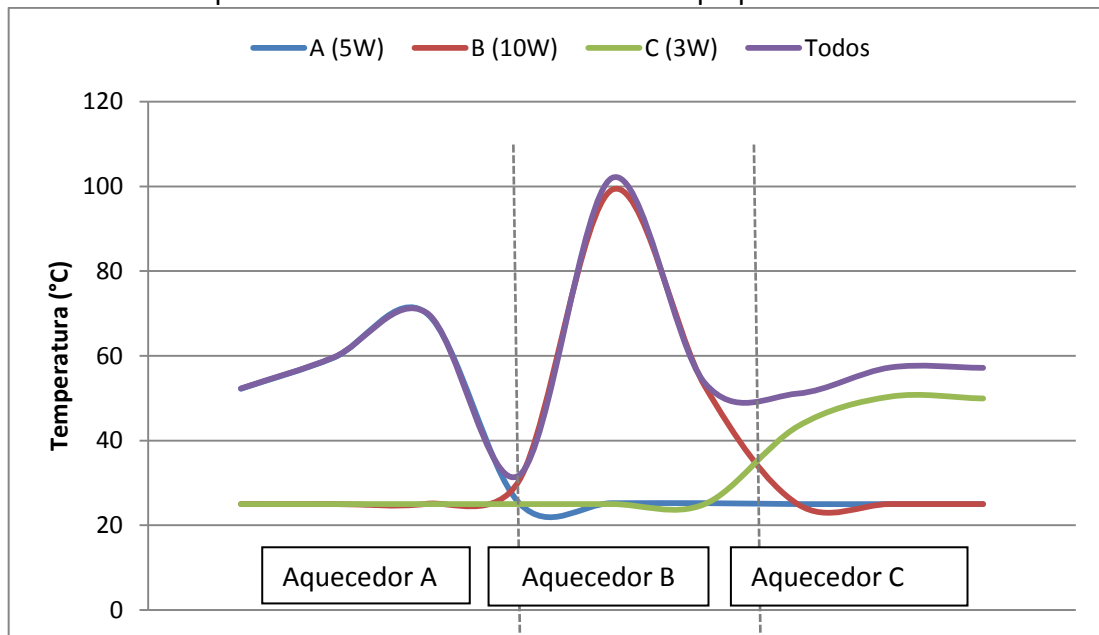
Reynolds	g_{21}	g_{31}	g_{32}
6603	0,0003	0,0029	0,0018
13206	0,0002	0,0015	0,0015
19809	0,0001	0,001	0,001
26411	0,0001	0,0007	0,0007

Fonte: Dados do próprio autor.

Superpondo os resultados de todos os aquecedores ativos, pode-se observar o que foi mostrado nas tabelas anteriores, em relação ao grau de interferência, com pode ser visto no gráfico da Figura 26, que mostra a variação de temperatura dos componentes quando somente um está ativo e com todos ativos para $Re = 6603$, quando somente o componente A (5W) está ativo coincide quando todos os outros também estão e um pequeno aumento é causado no componente B(10W), assim o componente mais afetado quando todos estão aquecidos foi o componente C (3W), que teve um aumento de

temperatura considerável, devido às influências dos componentes a montante, esta diferença diminui com o aumento de Re devido ao aumento da vazão mássica no canal e turbulência no fluido. Este comportamento foi análogo ao visto em Alves (2010), apesar de todas as diferenças em plano de análise, geometria, materiais e escoamento.

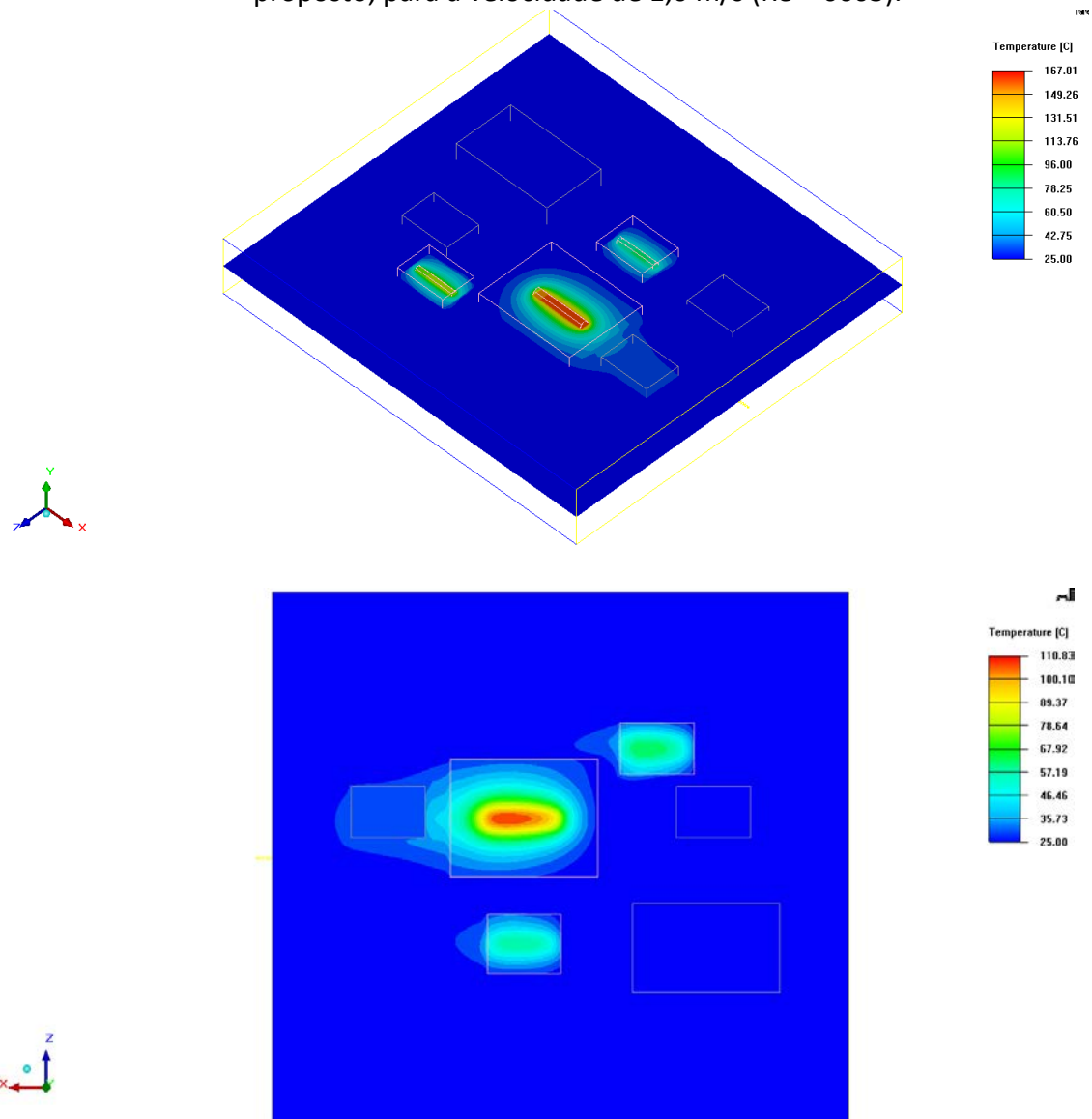
Figura 26 – Superposição de resultados entre componentes alinhados, aquecidos separadamente e todos ao mesmo tempo para $Re = 6603$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

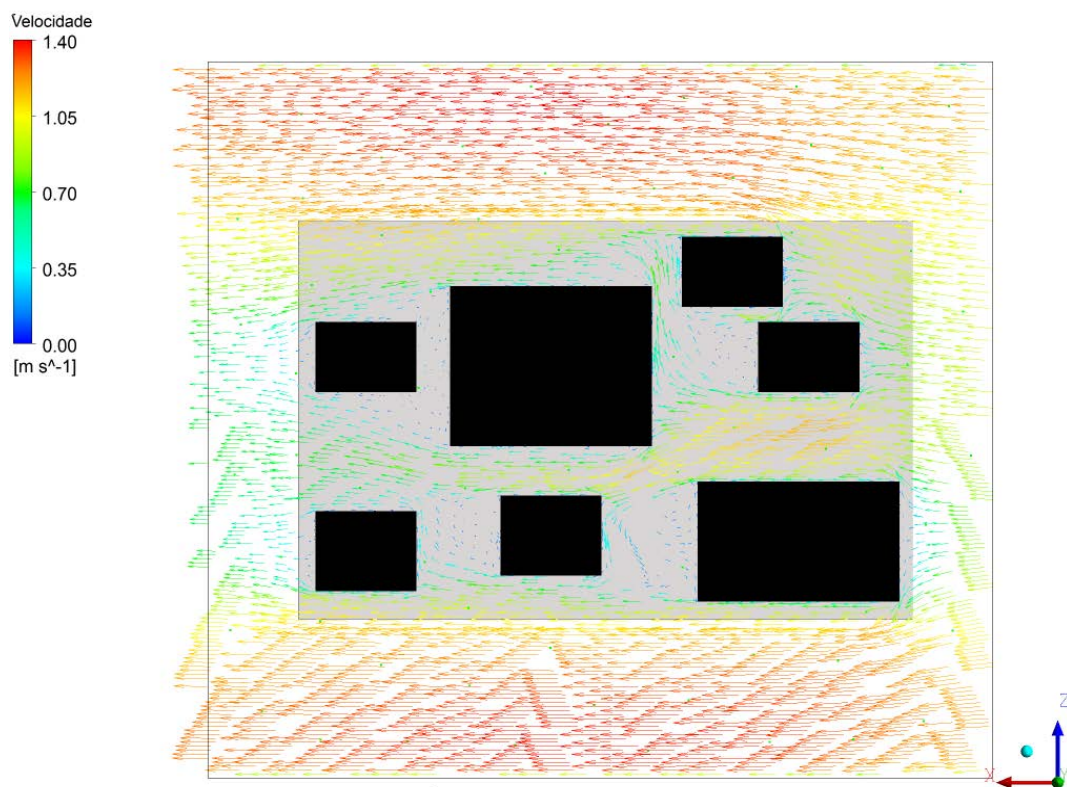
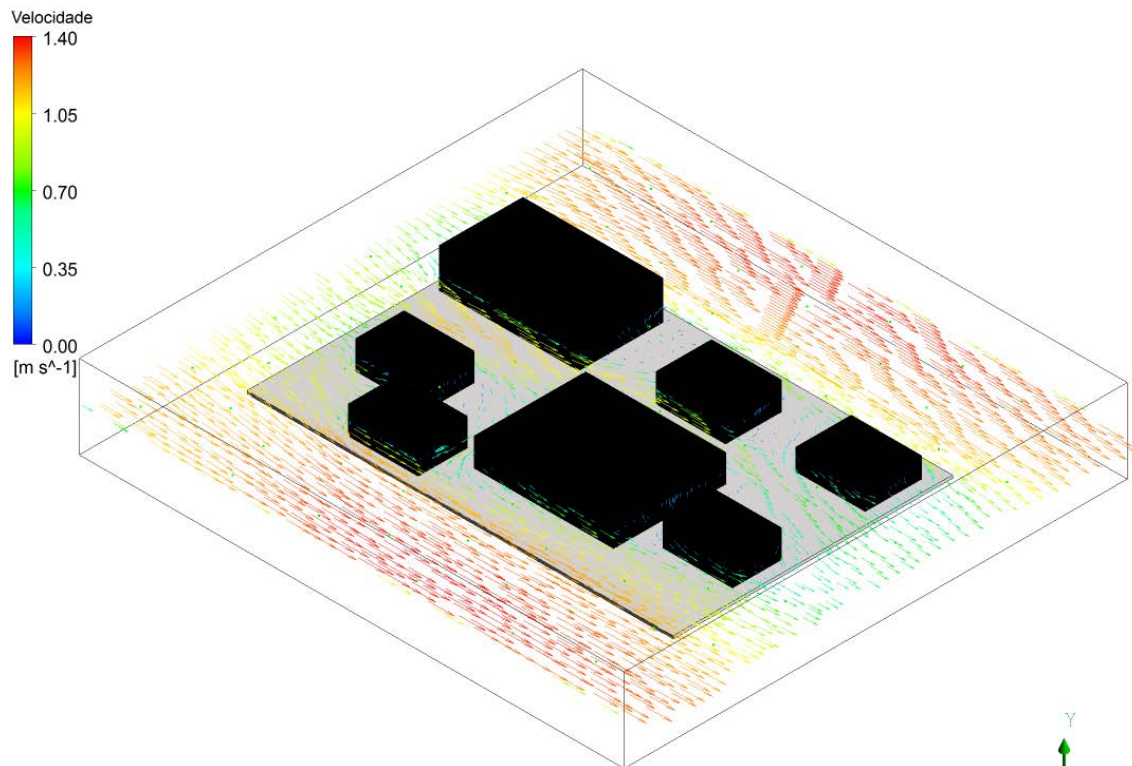
Para o layout proposto (capítulo de modelagem matemática), e pelo estudo dos descritores, verificou-se que a influência entre os aquecedores era pequena, nas Figuras 27, 28, 29, 30, 31 e 32 para a faixa de Reynolds de $6603 < Re < 26411$ (corresponde às velocidades de 1,0 a 4,0 m/s, respectivamente), podem ser visto as esteiras térmicas dos componentes ativos e a diminuição das mesmas com o aumento de Reynolds. Cada Figura representa duas vistas dos componentes aquecidos uma na isométrica com o corte ao centro dos componentes e a outra a vista da face superior dos mesmos. Em ambas é possível observar os efeitos do aquecimento interno e as dissipações externas.

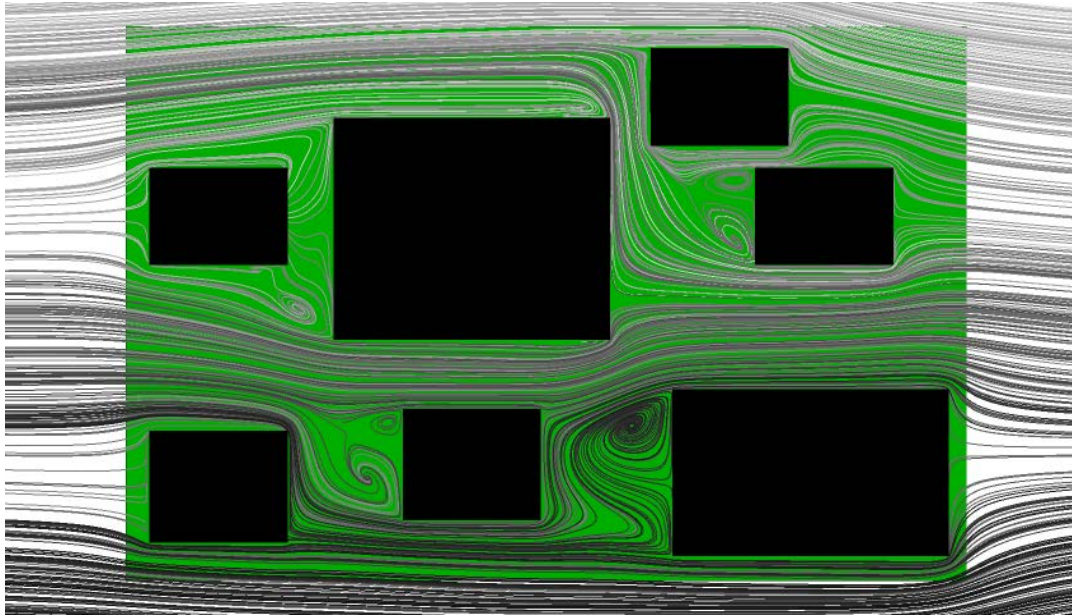
Figura 27 – Vistas do comportamento térmico dos componentes aquecidos para o Layout proposto, para a velocidade de 1,0 m/s ($Re = 6603$).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

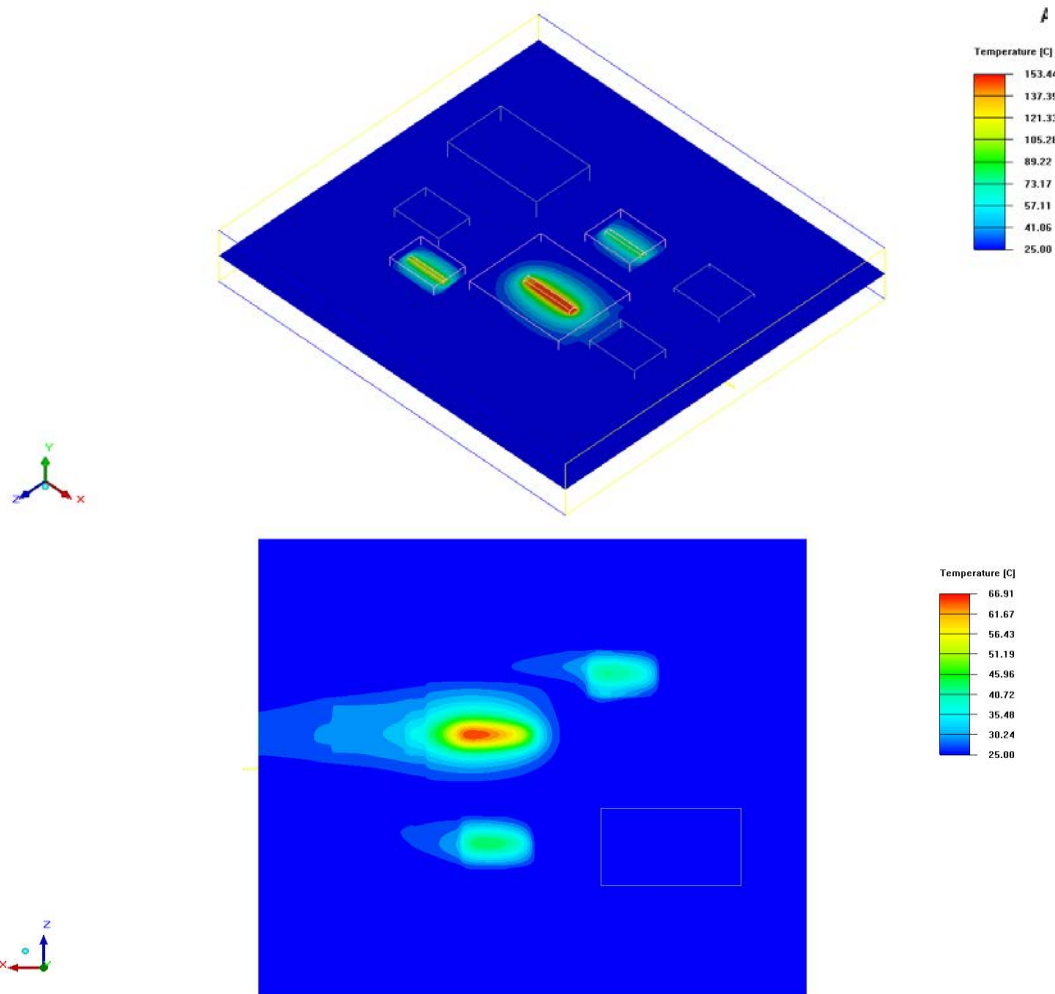
Figura 28- Vistas dos vetores de velocidade e linhas de corrente entre os componentes para o Layout proposto, para a velocidade de 1,0 m/s ($Re = 6603$).





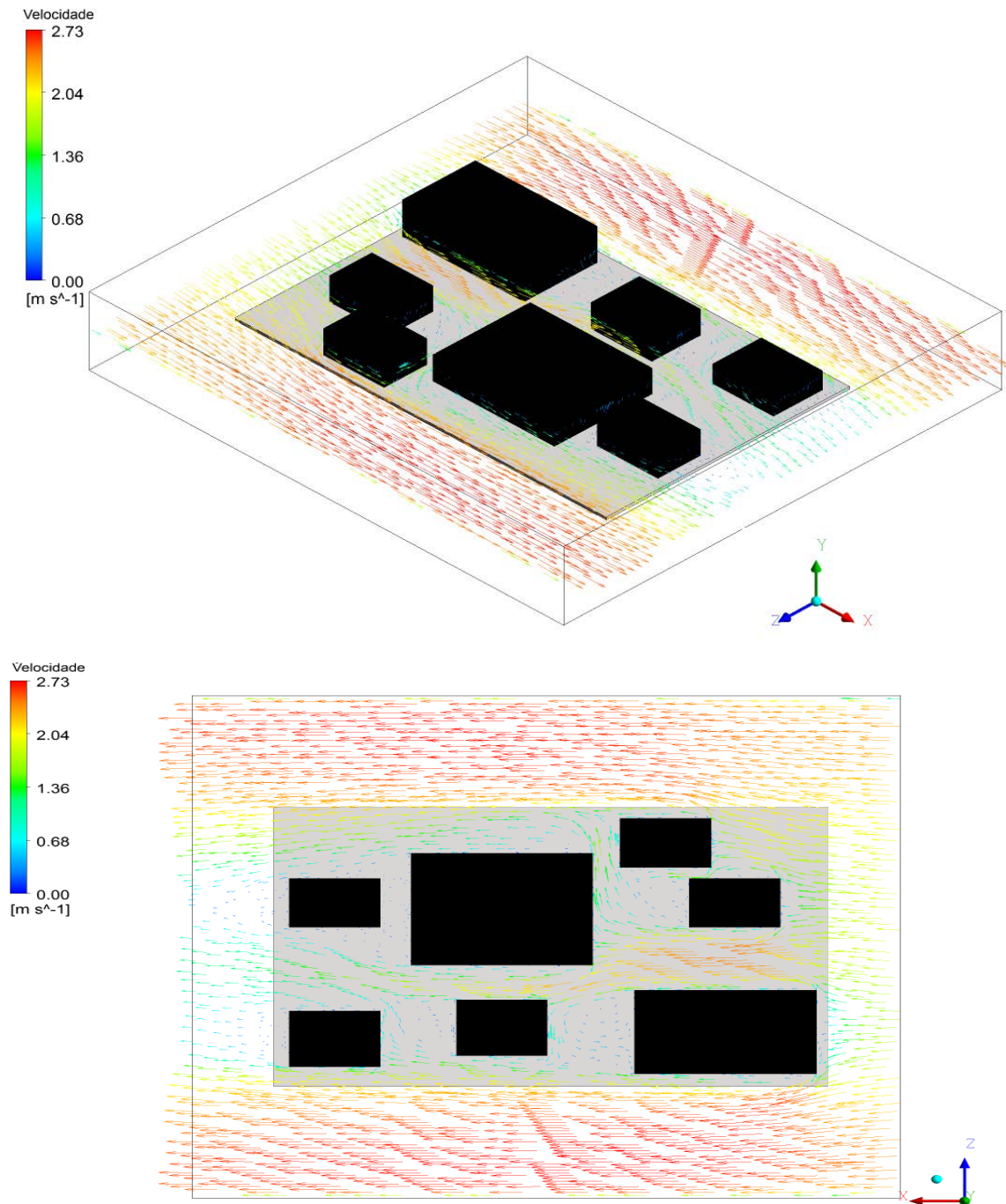
Fonte: Elaboração do próprio autor.

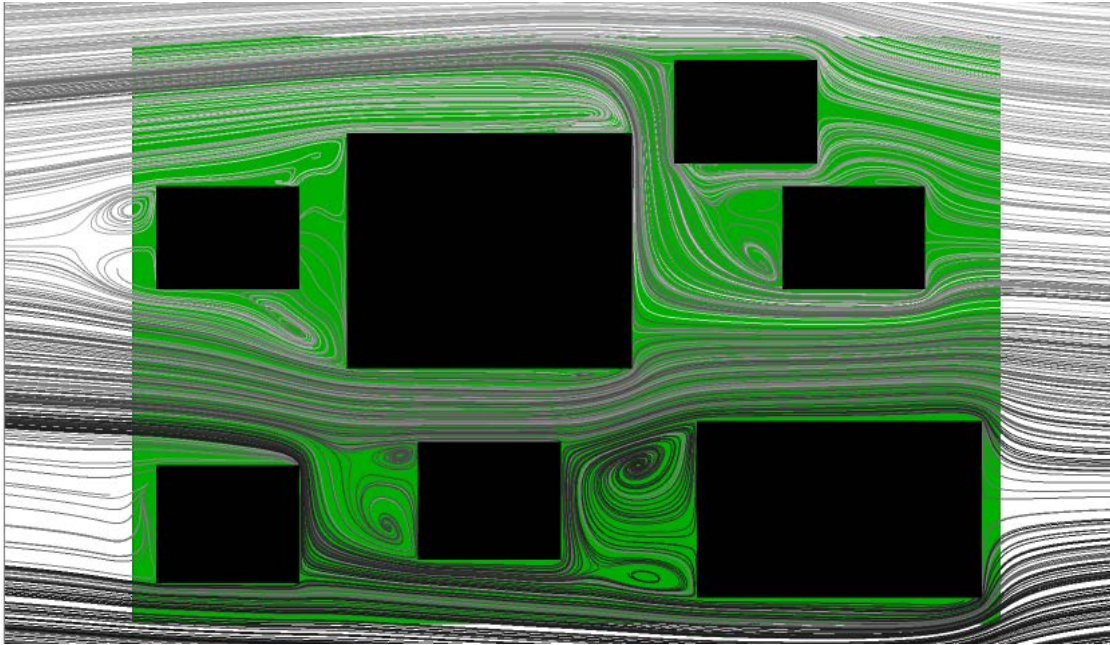
Figura 29 – Vistas do comportamento térmico dos componentes aquecidos para o Layout proposto, para a velocidade de 2,0 m/s ($Re = 13206$).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

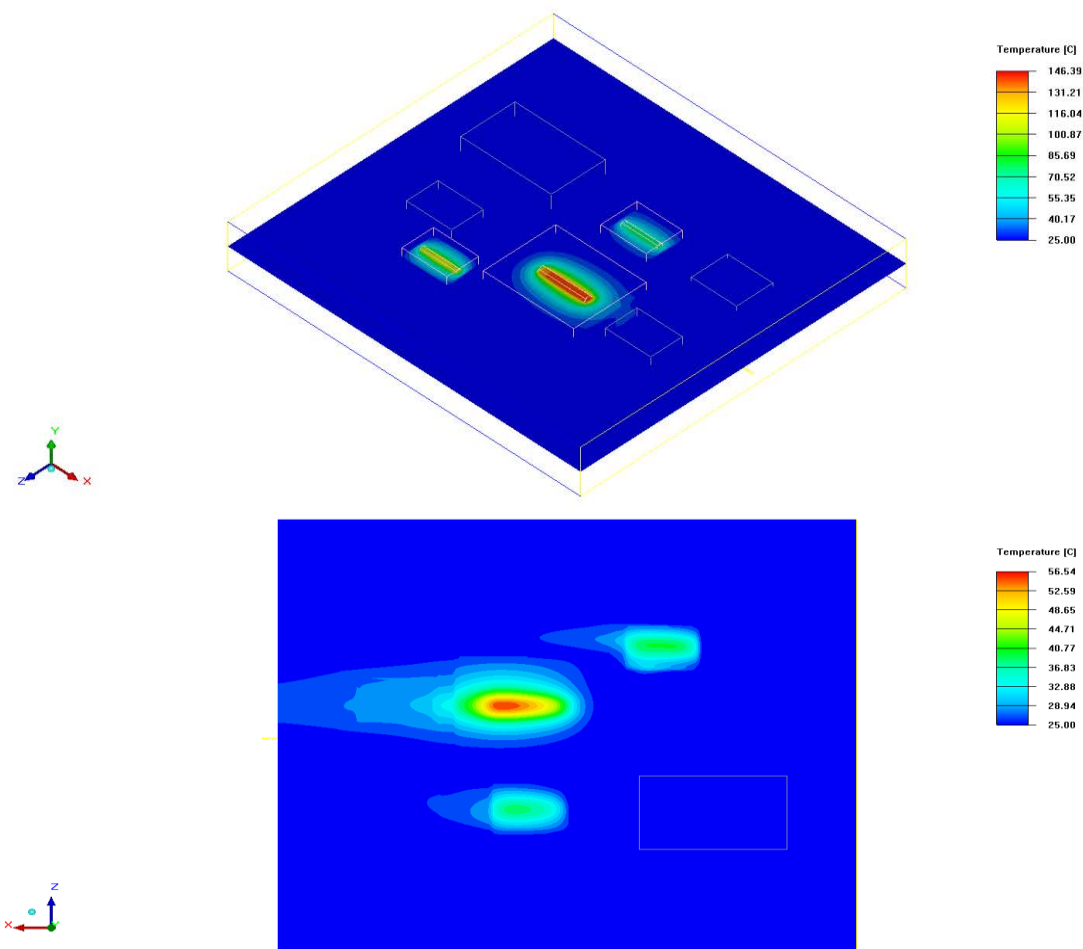
Figura 30 - Vistas dos vetores de velocidade e linhas de corrente entre os componentes para o Layout proposto, para a velocidade de 2,0 m/s ($Re = 13206$).





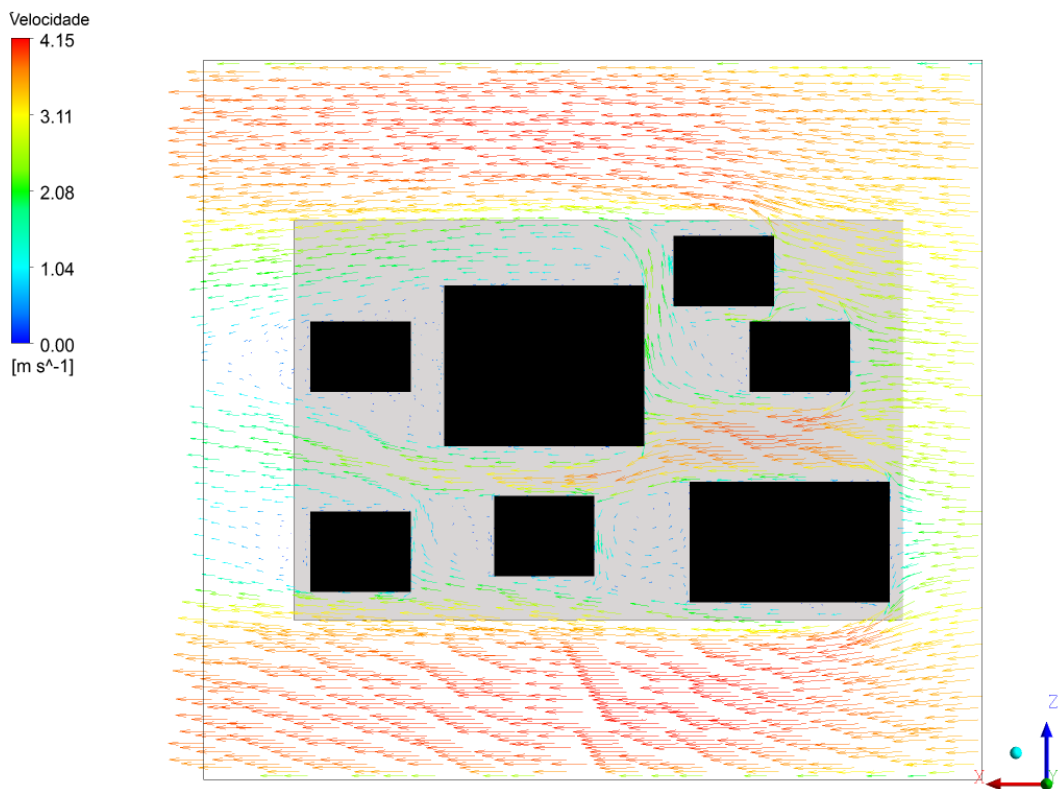
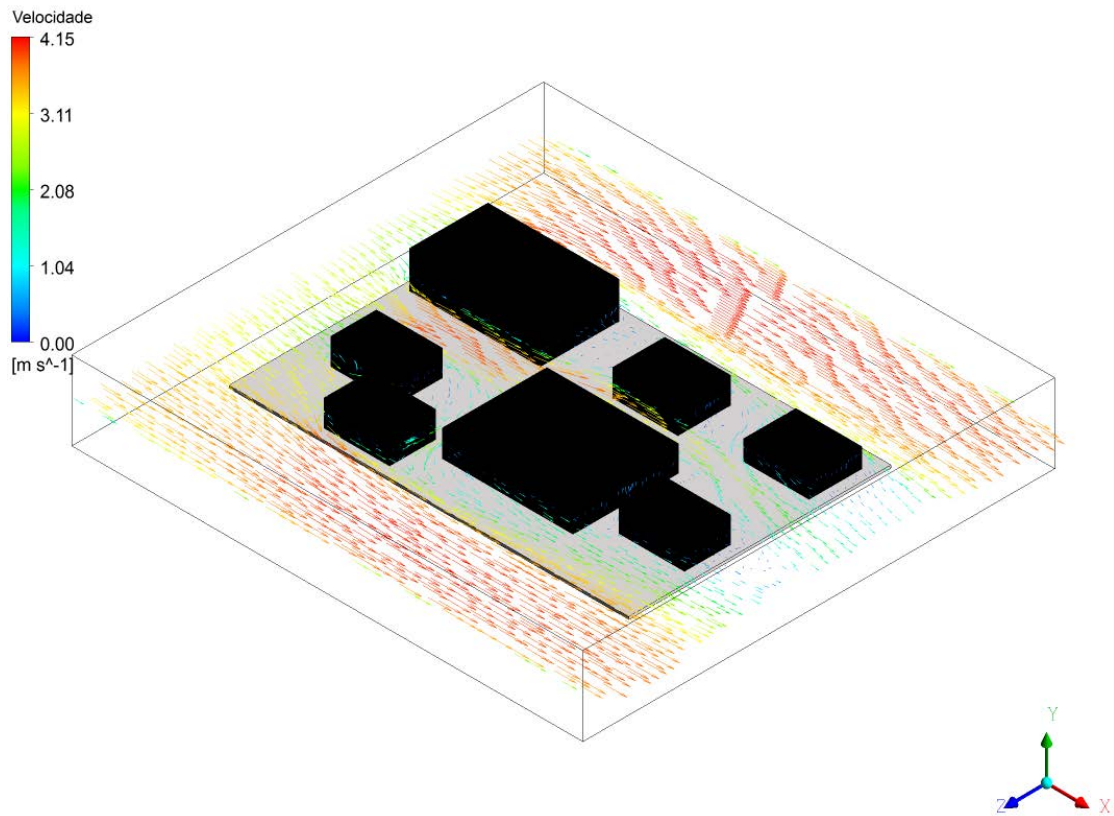
Fonte: Elaboração do próprio autor.

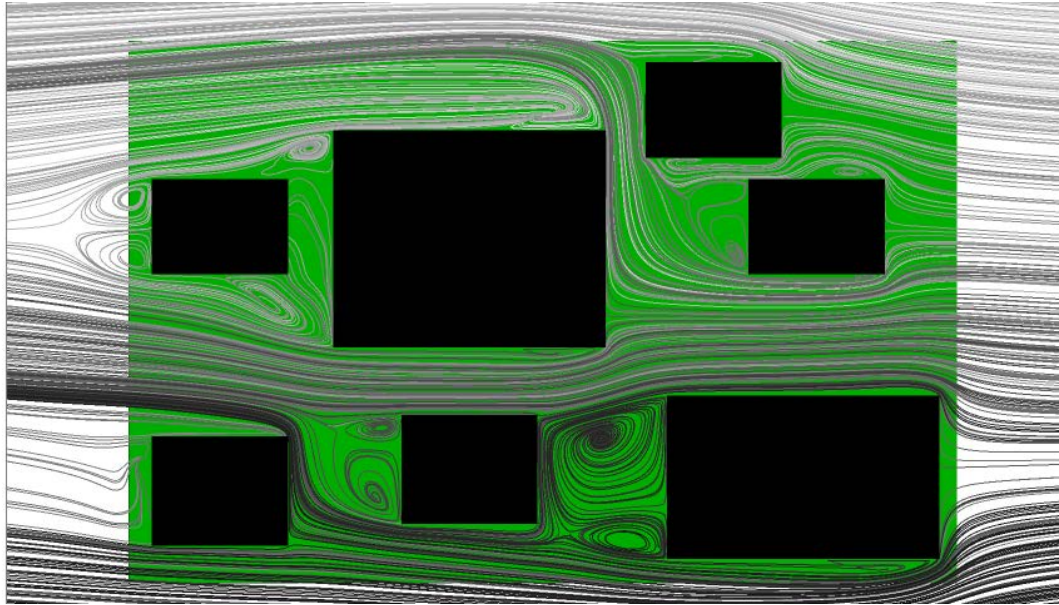
Figura 31 – Vistas do comportamento térmico dos componentes aquecidos para o Layout proposto, para a velocidade de 3,0 m/s ($Re = 19809$).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

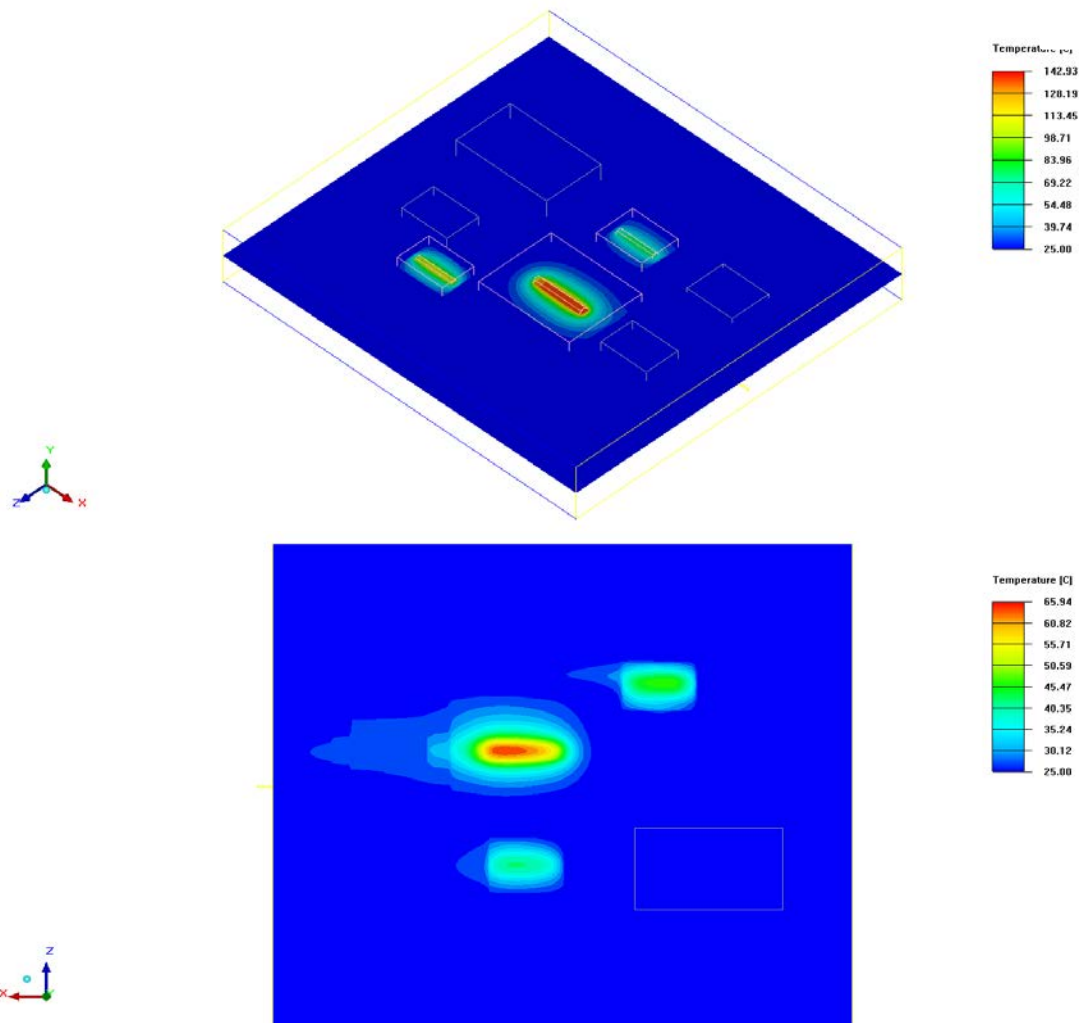
figura 32 - Vistas dos vetores de velocidade e linhas de corrente entre os componentes para o Layout proposto, para a velocidade de 3,0 m/s ($Re = 19809$).





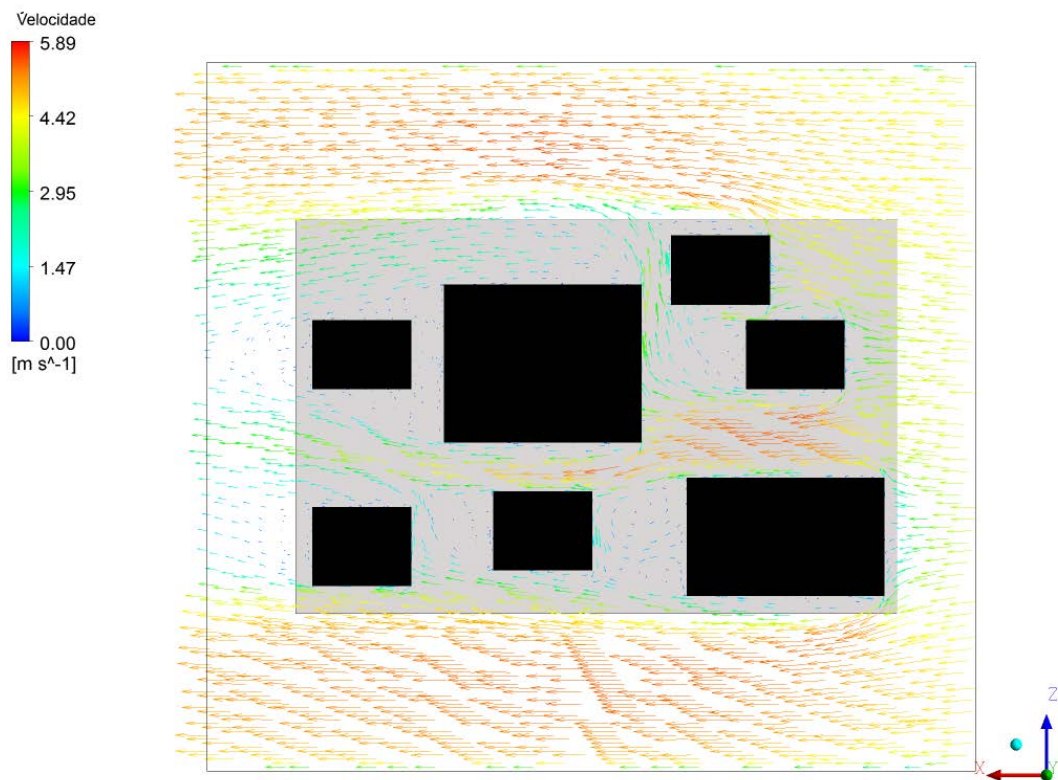
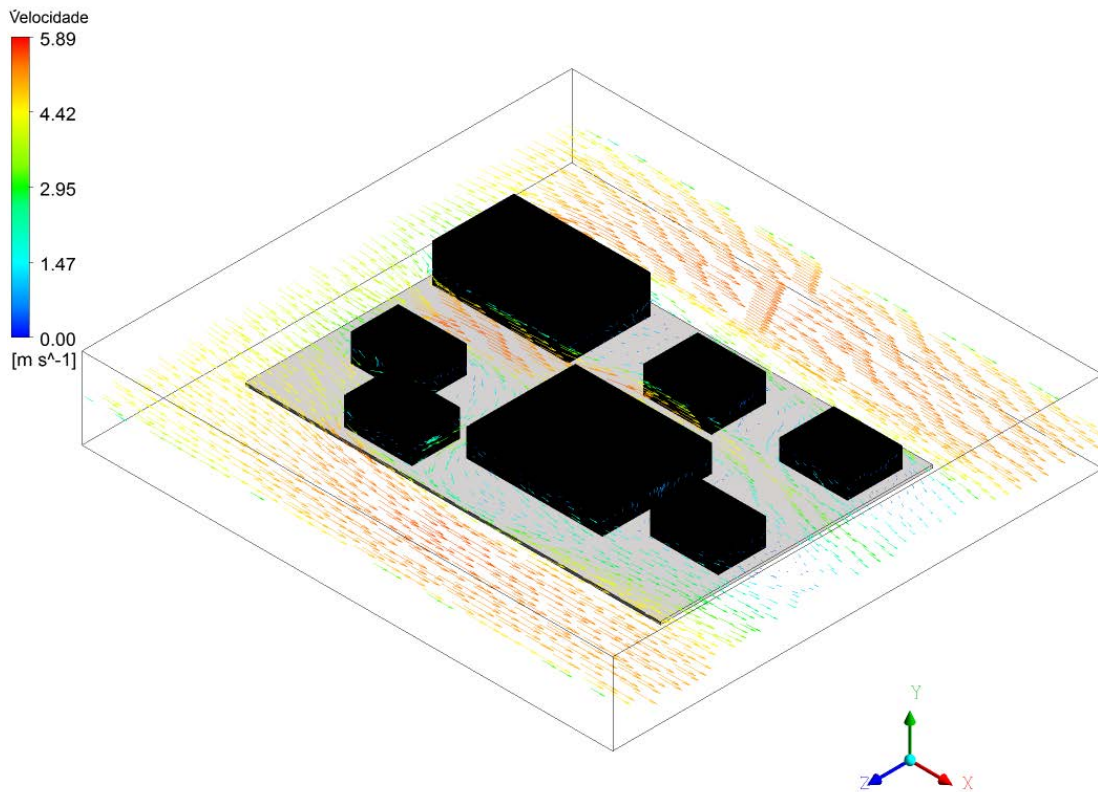
Fonte: Elaboração do próprio autor.

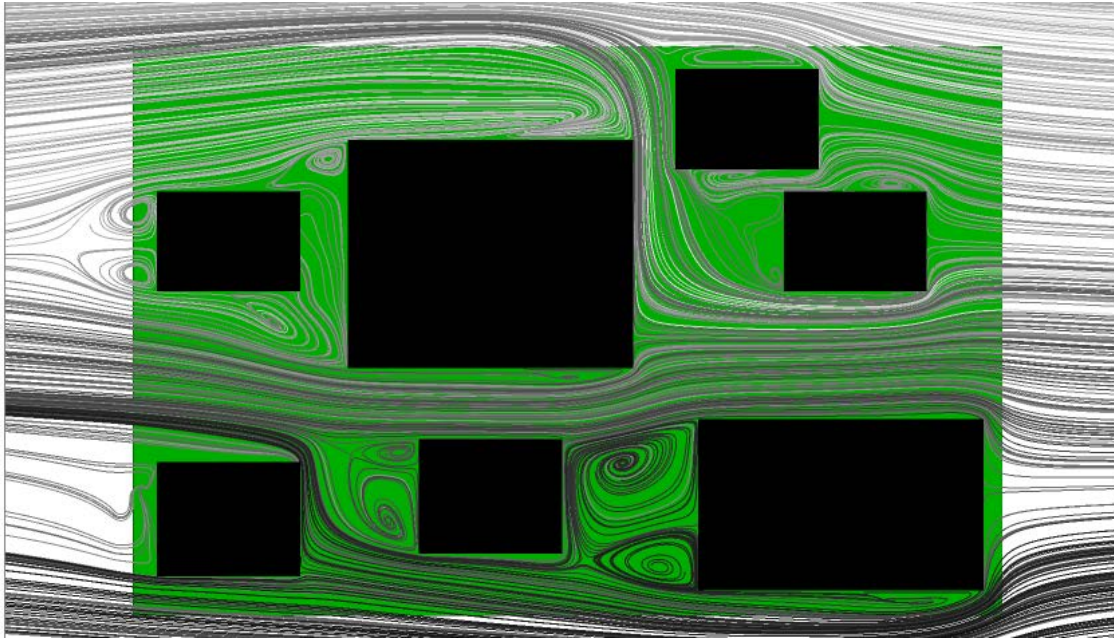
Figura 33 – Vistas do comportamento térmico dos componentes aquecidos para o Layout proposto, para a velocidade de 4,0 m/s ($Re = 26411$).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 34 - Vistas dos vetores de velocidade e linhas de corrente entre os componentes para o Layout proposto, para a velocidade de 4,0 m/s ($Re = 26411$).





Fonte: Elaboração do próprio autor.

Como visto o aquecimento da camada de fluido acima de cada componente não atinge os outros, os altos números de Re , aliados aos efeitos turbulentos do escoamento contribuem para ocorrência deste fenômeno, de forma que as temperaturas em sua superfície dependem exclusivamente das temperaturas e velocidades de entrada do fluido no canal, e principalmente também da dissipação de potência no aquecedor.

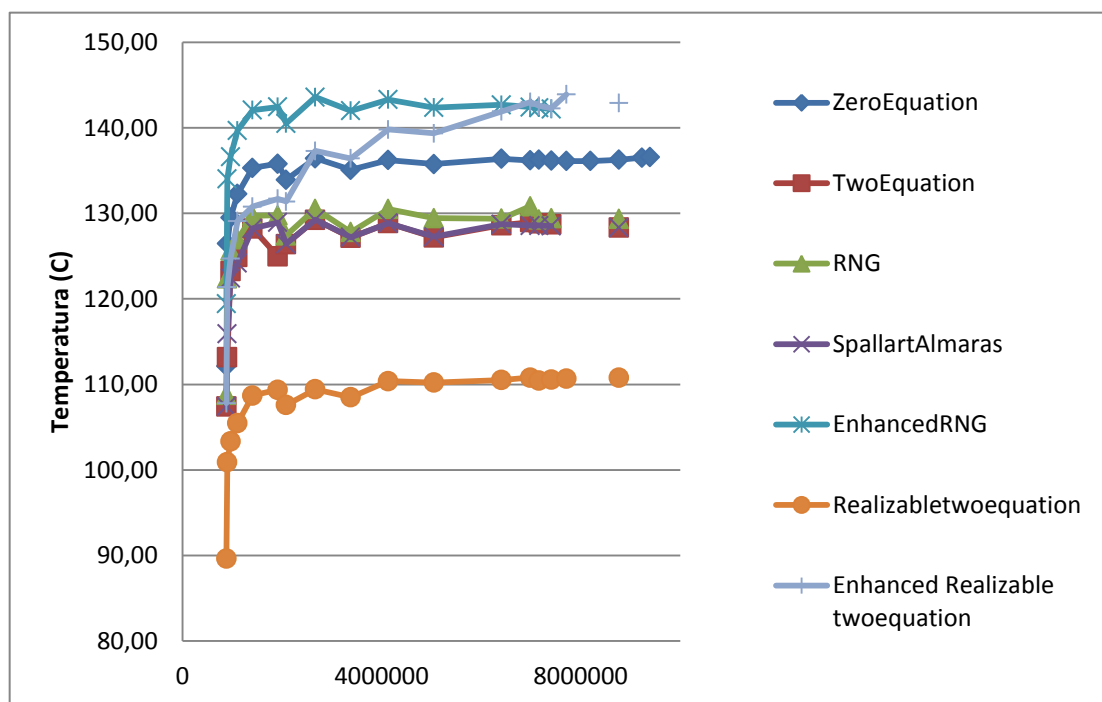
4.2 Estudo da Independência da Malha Computacional

Após definida a geometria do problema iniciou-se o estudo sobre qual malha melhor atenderia o modelo de maneira a satisfazer as equações governantes de forma a obter um resíduo entre as equações menores possíveis, e também que não fizesse os resultados uma função dos mesmos. Com base nestes parâmetros diversas malhas foram geradas e analisadas do ponto de vista de alinhamento de faces, volume de elementos e assimetria; pois cada uma destas características é base de análise para uma correta avaliação da qualidade, robustez e solubilidade da malha.

O processo de análise consistiu em gerar malhas de diferentes tamanhos, da mais grosseira a mais refinada possível variando-se o número de elementos nos intervalos

entre componentes nas bordas e na razão de proporção do tamanho máximo da malha, dentre estas as que apresentaram melhores representações do modelo foram simuladas, juntamente a este estudo a variação dos modelos de turbulência foram comparados a resultados experimentais preliminares, no gráfico da Figura 35 pode ser visto o resultado das variações de números de elementos e modelos de turbulência, foram realizados diversos testes e simulações e comparados a ensaios preliminares e o modelo que melhor descreveu o ensaio foi o modelo RNG.

Figura 35 – Estudo de convergência entre modelos de Turbulência e número de elementos.



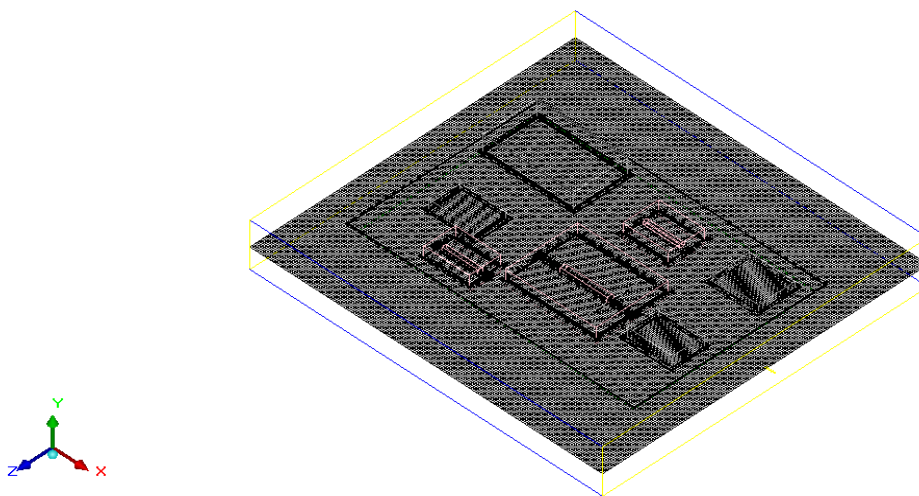
Fonte: Elaboração do próprio autor.

A variável utilizada como critério de convergência foi a temperatura, medida em diferentes pontos dos componentes, placa e dentro do domínio de cálculo. As malhas foram sendo alteradas e os resultados comparados até que a mesma se tornasse invariante independente do número de elementos da malha.

A malha utilizada tem elementos no formato hexaédrico não estruturado, devido à geometria simples do modelo, uma vez que todos os obstáculos e componentes tem perfil prismático e os aquecedores perfil cilíndrico, este tipo de malha consegue descrever com fidelidade o modelo proposto e transformá-lo em domínios de cálculo, conforme poderá ser visto nas figuras a seguir a malha é refinada em todo domínio da réplica, este fato se deve à

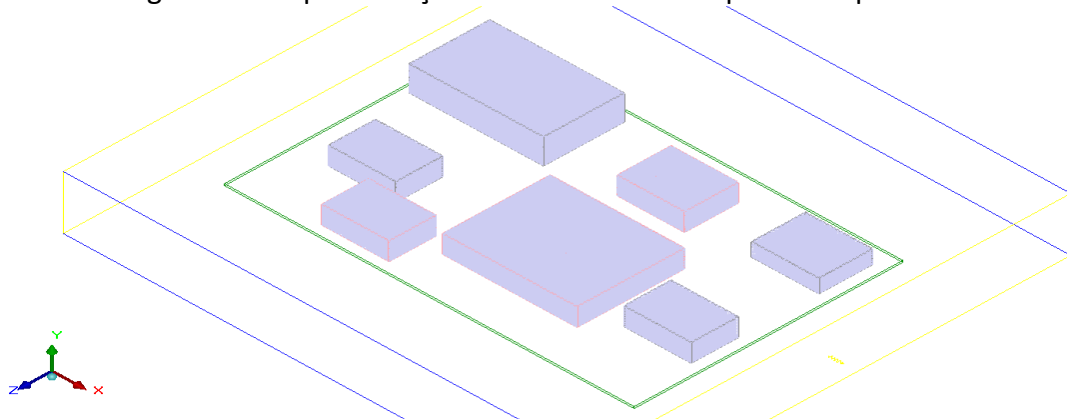
capacidade de solução dos computadores disponíveis no Laboratório de Simulações Numéricas – LabSiN da UNESP de Ilha solteira e também para não haver necessidade de criar diferentes domínios com diferentes malhas o que interferiria na qualidade e velocidade de resolução. Nas Figuras 36 a 39 pode ser visto o resultado final do estudo da malha, observando-se as mesmas vê-se que o domínio foi bem ocupado e que as extremidades de todos os componentes tem um número maior de elementos (Figuras 37 e 40), uma garantia a mais de que o comportamento dos componentes será melhor descrito.

Figura 36 – Domínio computacional com a malha.



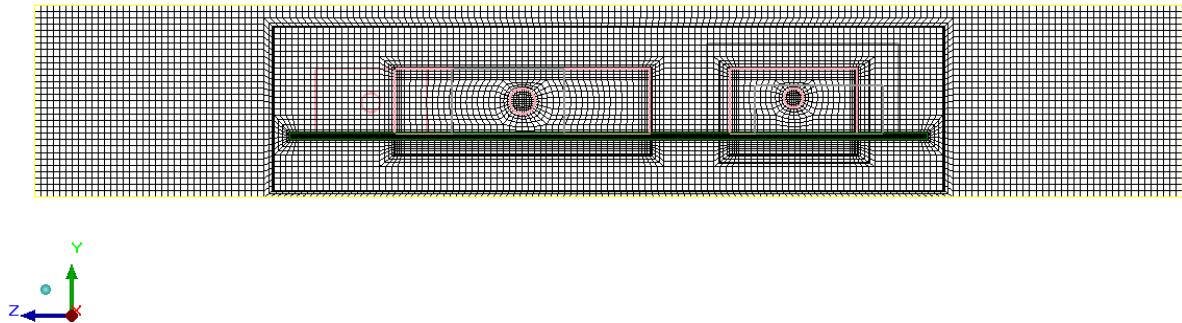
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 37 - Representação do volume dos componentes pela malha.



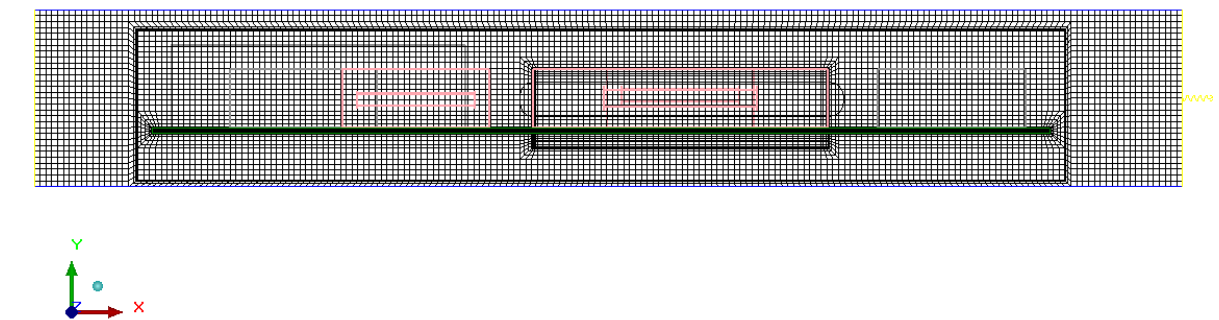
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 38 – Corte malha entre os componentes: eixo X – Visão frontal



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 39 – Corte malha entre os componentes: eixo Z (b).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

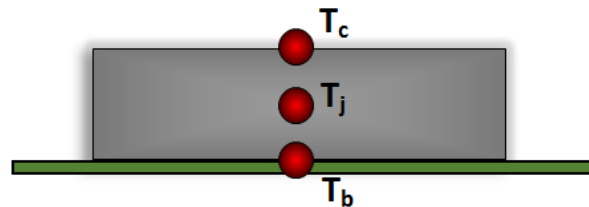
O critério de convergência da solução numérica foi o resíduo com ordem de grandeza de 10^{-7} para todas as equações governantes, exceto para a solução da equação de energia, para a qual se adotou o resíduo de 10^{-10} , além destes a variável analisada foi a temperatura e foi utilizada como critério certificador de convergência, uma vez que as temperaturas medidas no sistema tivessem comportamento invariante no tempo tem-se então a convergência. As simulações foram obtidas através do programa Ansys/Fluent®; e todas as etapas de análise pré e pós-processamento, que envolveram desenvolvimento do modelo e definição da malha, em um computador *Intel® Xeon®* com 2 processadores somando 8 núcleos com capacidade de processamento de 2,13 GHz em cada núcleo e 48 GB de memória RAM; Cada análise levava em torno de 03h30min horas, devido ao elevado número de volumes de controle (1.325.752 elementos e 1.373.052 nós).

O estudo da malha visou privilegiar a melhor representação do problema e ao mesmo tempo economia de volumes para otimização do tempo de processamento.

4.3 Resultados Numéricos

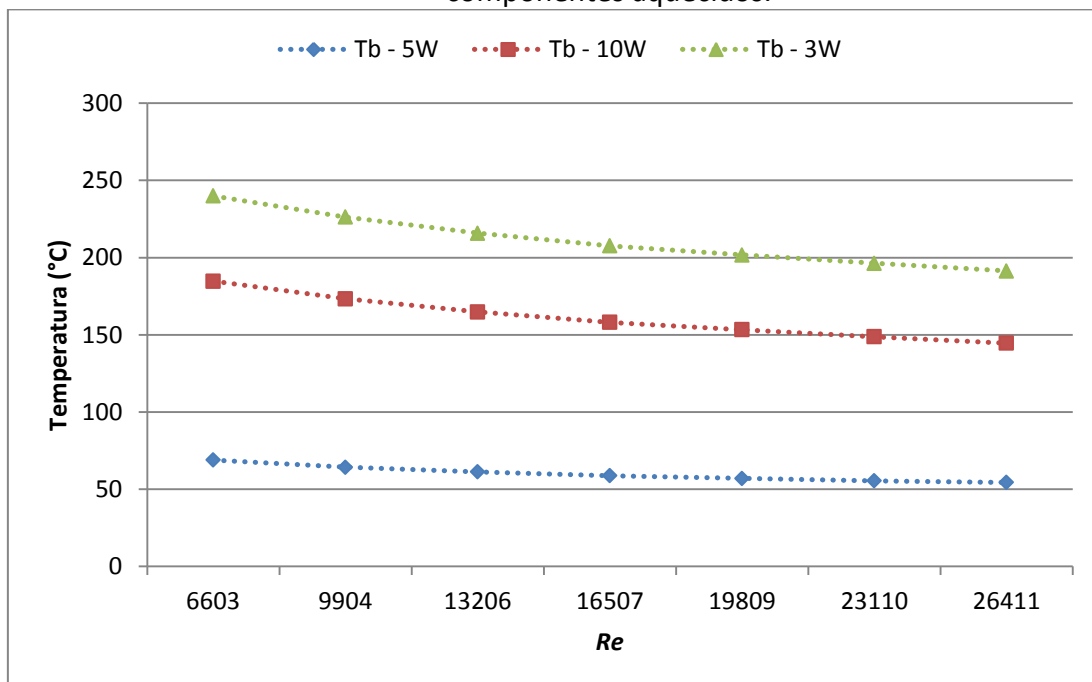
Os resultados obtidos numericamente podem ser vistos nos gráficos das Figuras 41 a 43, logo a seguir. Separadas por ponto de monitoramento em cada bloco podem ser observadas as variações das temperaturas obtidas por meio de simulação numérica. Nas figuras estão representadas as temperaturas na Junção – Placa (T_b), Junção (interna - T_j) e temperatura – encapsulamento superior (case – T_c); para os blocos A, B e C que dissipavam 5W, 10W e 3W, respectivamente; os pontos de leitura das temperaturas são ilustrados na Figura 40. Este padrão será abordado tanto para apresentação dos resultados numéricos quanto experimentais mais adiante.

Figura 40 – Pontos de leitura de temperaturas para as análises numéricas e experimentais.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 41 – Variações das temperaturas entre componente e placa (T_b) para os três componentes aquecidos.



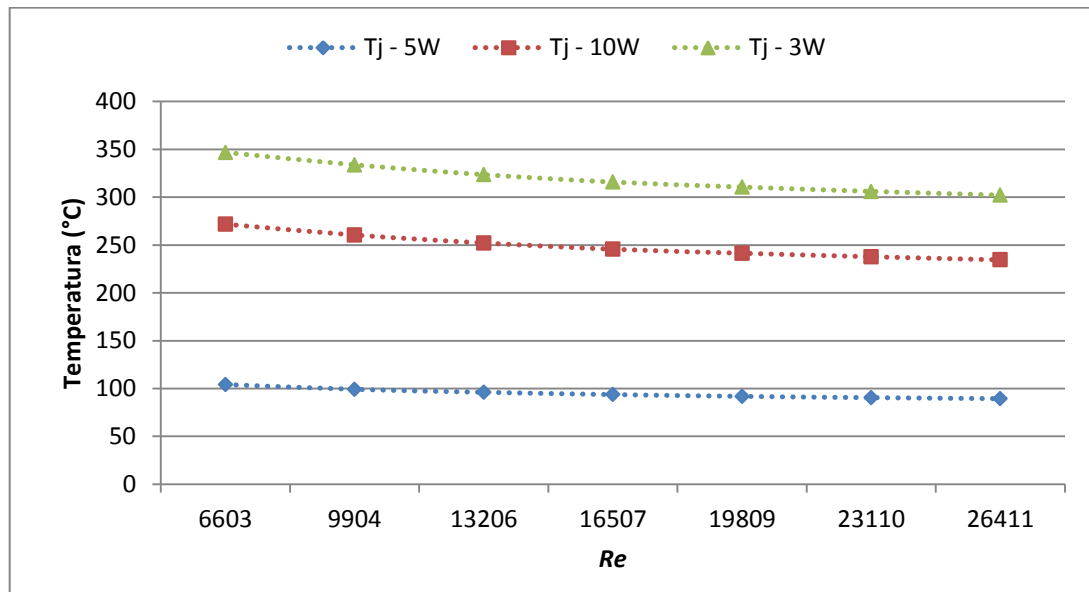
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 7 – Valores das variações das temperaturas entre componente e placa (T_b) para os três componentes aquecidos.

<i>Reynolds</i>	T_b - 5W [°C]	T_b - 10W [°C]	T_b - 3W [°C]
6603	68,48	105,25	52,23
9904	63,95	95,78	49,46
13206	61,08	88,61	46,82
16507	59,14	83,86	44,92
19809	57,79	80,69	43,67
23110	56,65	77,97	42,73
26411	55,32	76,08	41,96

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 42 – Variações das temperaturas internas (temperatura de junção - T_j) para os três componentes aquecidos.



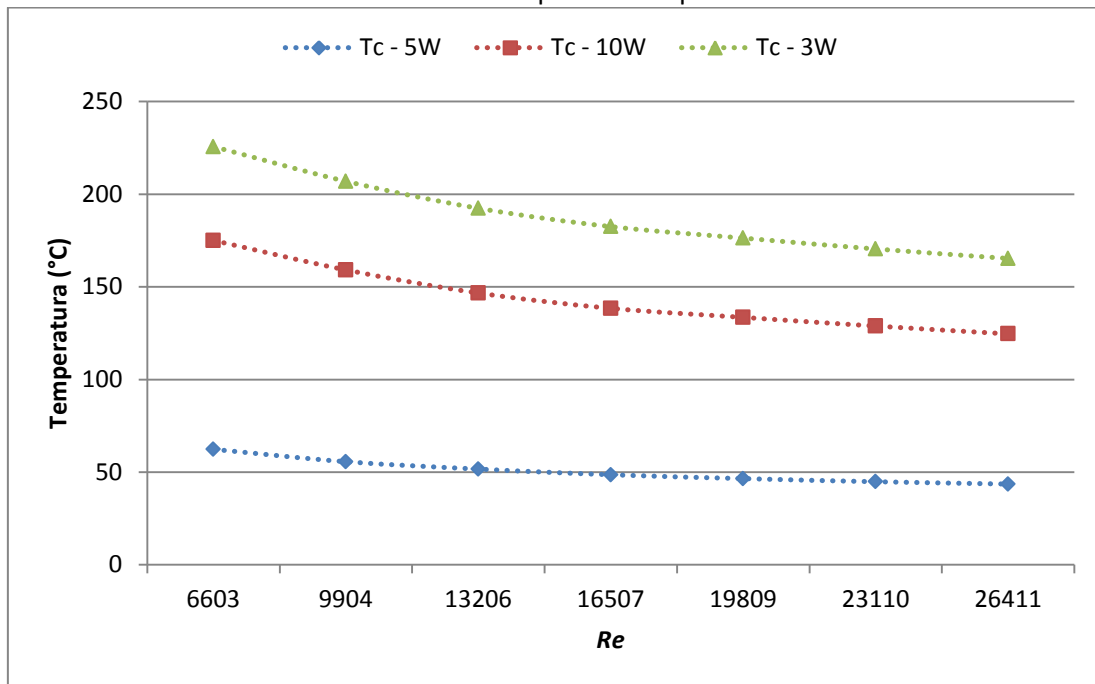
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 8 – Valores das variações das temperaturas internas (temperatura de junção - T_j) para os três componentes aquecidos.

<i>Reynolds</i>	T_j - 5W [°C]	T_j - 10W [°C]	T_j - 3W [°C]
6603	116,74	166,21	85,15
9904	113,42	158,88	83,00
13206	111,23	152,77	81,36
16507	109,64	148,68	79,48
19809	103,27	145,77	74,50
23110	103,05	143,69	77,17
26411	101,85	142,36	72,93

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 43 – Variações das temperaturas da face superior, em contato com o escoamento (T_c) para os três componentes aquecidos.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 9 – Valores das variações das temperaturas da face superior, em contato com o escoamento (T_c) para os três componentes aquecidos.

<i>Reynolds</i>	T_c - 5W [°C]	T_c - 10W [°C]	T_c - 3W
6603	59,65	102,00	51,09
9904	55,86	93,23	48,76
13206	53,42	84,69	45,84
16507	51,54	78,72	43,72
19809	51,60	74,15	42,10
23110	45,97	71,68	45,99
26411	44,41	70,11	44,78

Fonte: Dados do próprio autor.

Na observação das Figuras e Tabelas fica claro o processo de aumento de transferência de calor devido o aumento da vazão mássica no túnel e consequente diminuição dos valores de temperatura nos pontos monitorados. Uma observação interessante é vista no gráfico da Figura 43 as temperaturas nas superfícies do componente A (5W) e C (3W), se equilibram em $Re = 23110$ e $Re = 26411$, este fato se deve ao componente C (3W) estar posicionado atrás de outro maior que ele e com o aumento de Re a camada limite gerada pelo componente maior impede uma efetiva troca de calor do componente C(3W) e por consequência pouca variação de temperatura entre o menor e maior número de Re .

4.4 Resultados Experimentais

Os seguintes dados apresentados são resultados dos diversos ensaios realizados, e compilam procedimentos experimentais, teorias de mecânica de fluidos, transferência de calor, aquisição de dados e análise dos mesmos; objeto desta seção.

O processo de coleta de dados foi feito com os componentes inicialmente a temperatura ambiente e regulando-se a velocidade de entrada do escoamento, antes de energizar os componentes que são dotados do elemento resistor.

As velocidades utilizadas variaram de 1,0 m/s a 4,0 m/s, referente a uma faixa de $6603 < Re < 26411$, com intervalo de uma para outra de 0,5 m/s, totalizando 7 velocidades de estudo (1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5 e 4,0); esta gama foi escolhida por serem as mais comuns em sistemas de convecção forçada de conjuntos de placas encontradas comercialmente (facilmente verificável a partir das curvas dos ventiladores e exaustores utilizados em gabinetes de sistemas que contém várias placas de circuito impresso).

Para se conseguir mais velocidade um maior número de ventiladores seria necessário e nem sempre a adição dos mesmos efetivamente geram maior troca de calor, o que garante que as velocidades dentro de sistemas eletrônicos não ultrapassem os 4 m/s, contando inclusive com as perdas de carga, que por ventura venham a acontecer. Além da geração excessiva de ruídos que a adição de ventiladores pode causar.

Depois de acertada a velocidade do escoamento de entrada no túnel, era feita a verificação se todos os componentes estavam à temperatura ambiente e em seguida eram ligadas as fontes de tensão iniciando assim o aquecimento dos componentes e aguardando o tempo necessário para estabilização do sistema, o que foi preliminarmente testado e aferido em 3600s (1 hora).

Como para cada ensaio as condições ambientais se modificaram é necessário que seja feito uma parametrização de dados para ter um padrão na temperatura ambiente, desta forma o processo feito foi o de dividir a temperatura lida (T_{lida}) pela temperatura ambiente T_{amb} . Obtendo assim valores adimensionais que representam o comportamento da temperatura após os 3600s do ensaio.

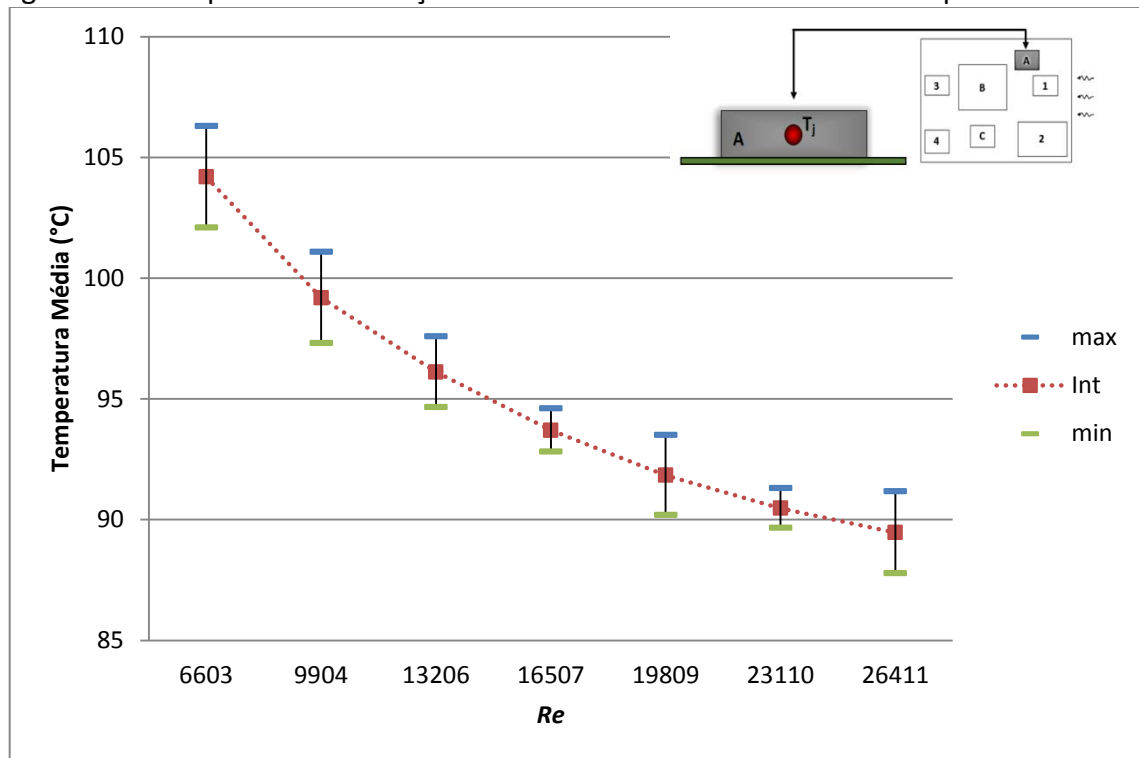
$$T_e = \overline{T_{amb.}} \cdot \left(\frac{T_{lida}}{T_{amb.}} \right) \quad (22)$$

Em seguida estes valores foram multiplicados pela média das temperaturas ambientes de todos os ensaios, Equação 22, obtendo a Temperatura de estudo (T_e) que será utilizada nas análises presentes nesta seção.

Por questões de conveniência somente serão discutidos os resultados obtidos nos blocos que possuem o elemento resistor e no “bloco 3” pois o mesmo, devido sua posição, sofre aquecimento através da esteira térmica gerada pelo componente de 10W.

Juntamente com o processo descrito anteriormente de adimensionalizar a temperatura, um estudo quanto às variações das temperaturas lidas também foi realizado, calculando-se o desvio padrão utilizando-os como valores limites a serem atingidos. Os resultados podem ser vistos nas Figuras 44 a 52.

Figura 43 – Temperatura e variações mínimas e máximas interno ao componente de 5W.



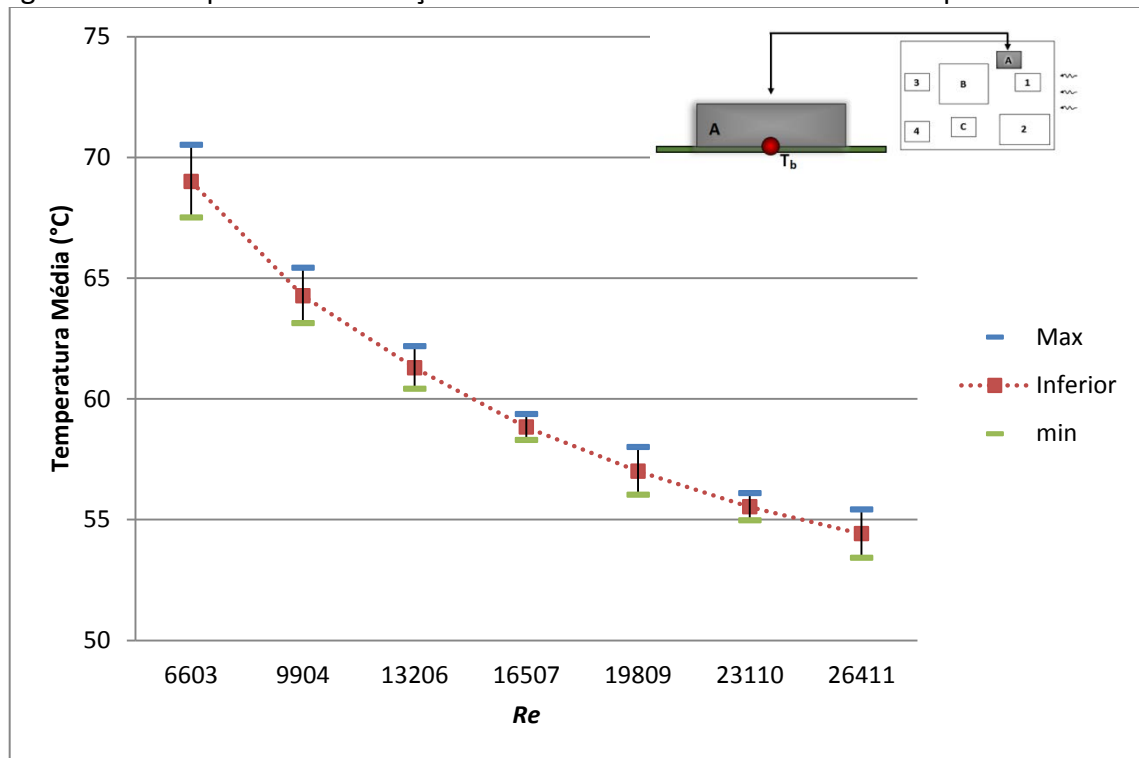
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 10 – Valores das Temperaturas e variações mínimas e máximas interno ao componente de 5W.

TERMOPAR INTERNO	Variação das temperaturas (em °C)		
<i>Reynolds</i>	Máxima	Média	Mínima
6603	106,29	104,19	102,09
9904	101,08	99,19	97,30
13206	97,58	96,12	94,65
16507	94,60	93,70	92,81
19809	93,50	91,84	90,18
23110	91,30	90,47	89,65
26411	91,16	89,47	87,77

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 44 – Temperatura e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 5W.



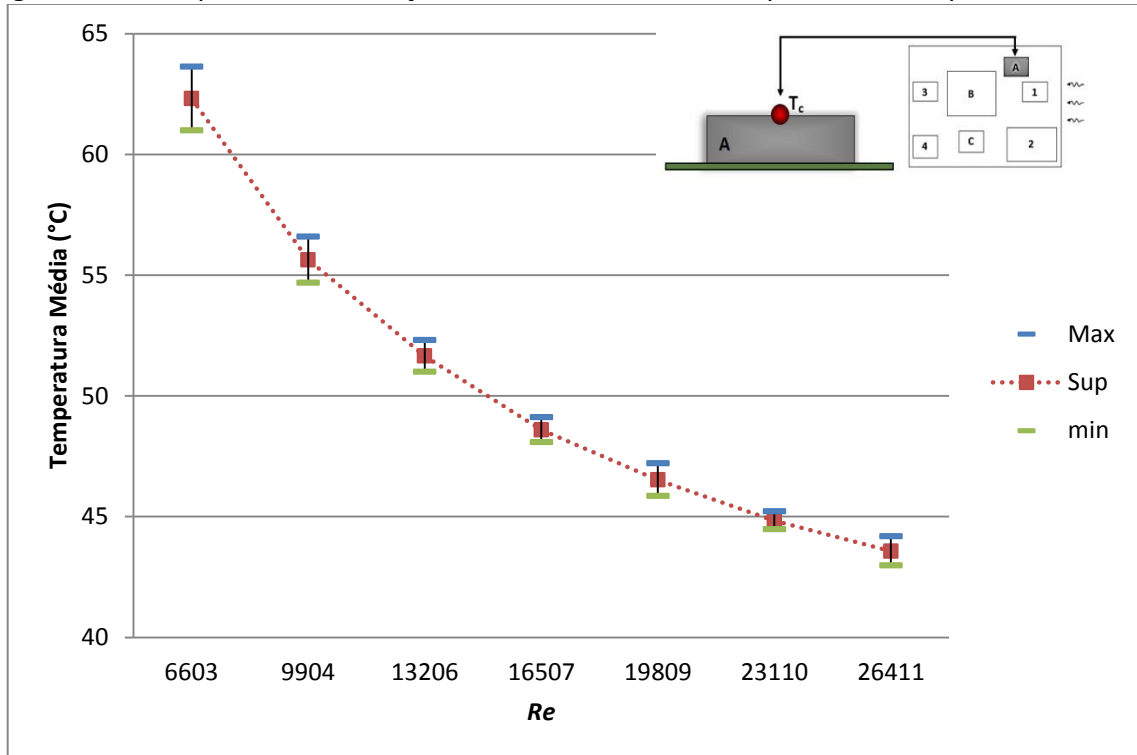
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 11 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 5W.

TERMOPAR INFERIOR	Variação das temperaturas (em °C)		
	Máxima	Média	Mínima
Reynolds			
6603	70,50	69,00	67,49
9904	65,42	64,27	63,12
13206	62,17	61,29	60,40
16507	59,36	58,83	58,29
19809	57,99	57,00	56,02
23110	56,09	55,53	54,96
26411	55,41	54,41	53,41

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 45 – Temperatura e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 5W.



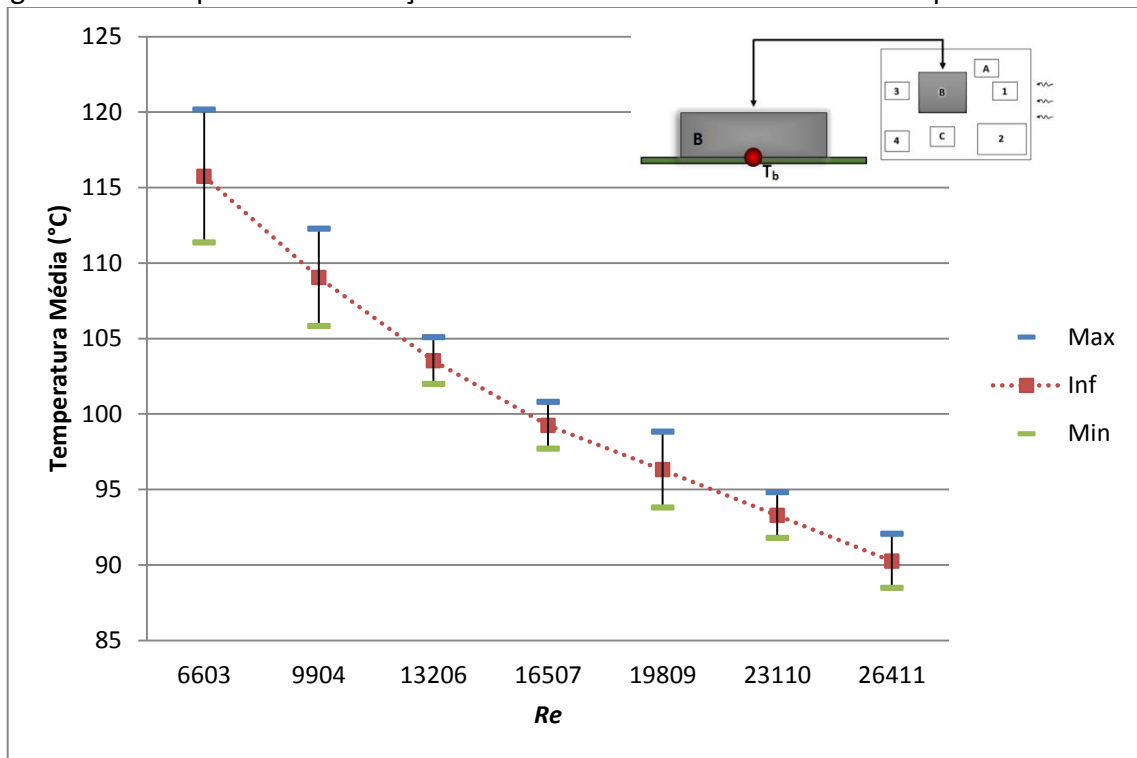
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 12 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 5W.

TERMOPAR SUPERIOR	Variação das temperaturas (em °C)		
	Máxima	Média	Mínima
Reynolds			
6603	63,62	62,30	60,98
9904	56,58	55,63	54,68
13206	52,31	51,65	51,00
16507	49,11	48,59	48,07
19809	47,19	46,52	45,84
23110	45,21	44,84	44,47
26411	44,18	43,57	42,97

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 46 – Temperatura e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 10W.



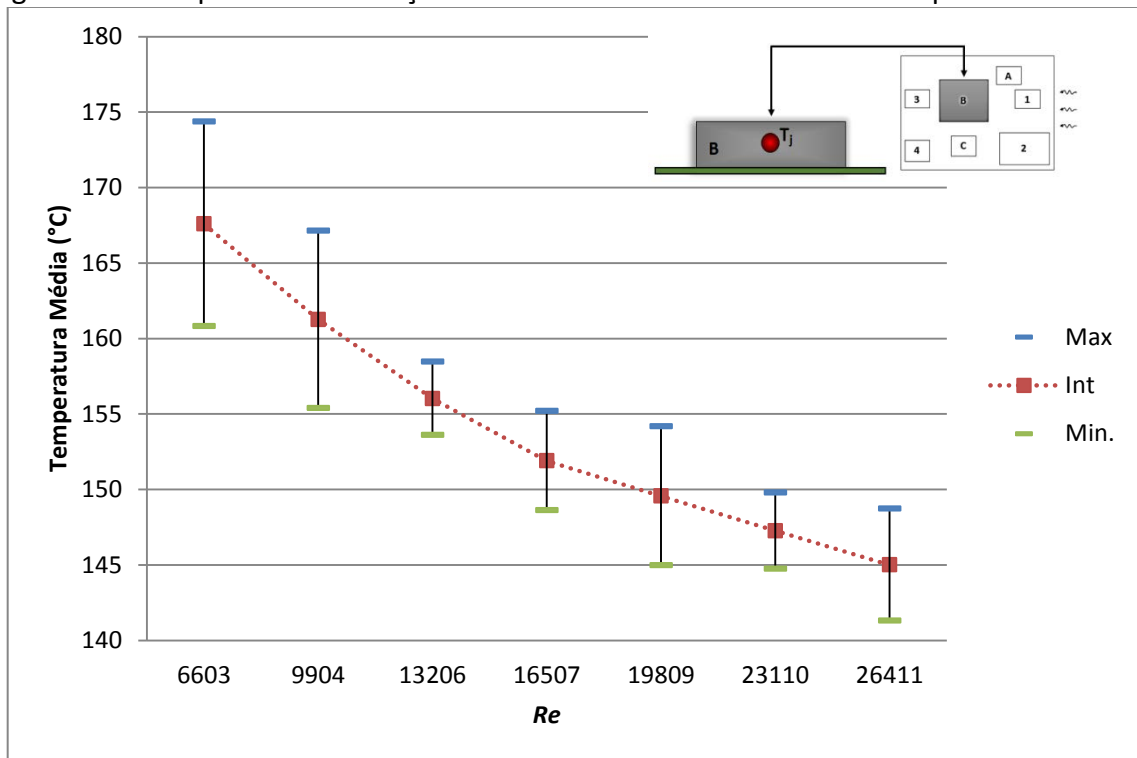
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 13 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 10W.

TERMOPAR INFERIOR	Variação das temperaturas (em °C)		
	Máxima	Média	Mínima
Reynolds			
6603	120,14	115,74	111,35
9904	112,26	109,04	105,81
13206	105,07	103,53	101,98
16507	100,79	99,24	97,70
19809	98,81	96,30	93,79
23110	94,80	93,28	91,76
26411	92,04	90,25	88,45

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 47 – Temperatura e variações mínimas e máximas Interna ao componente de 10W.



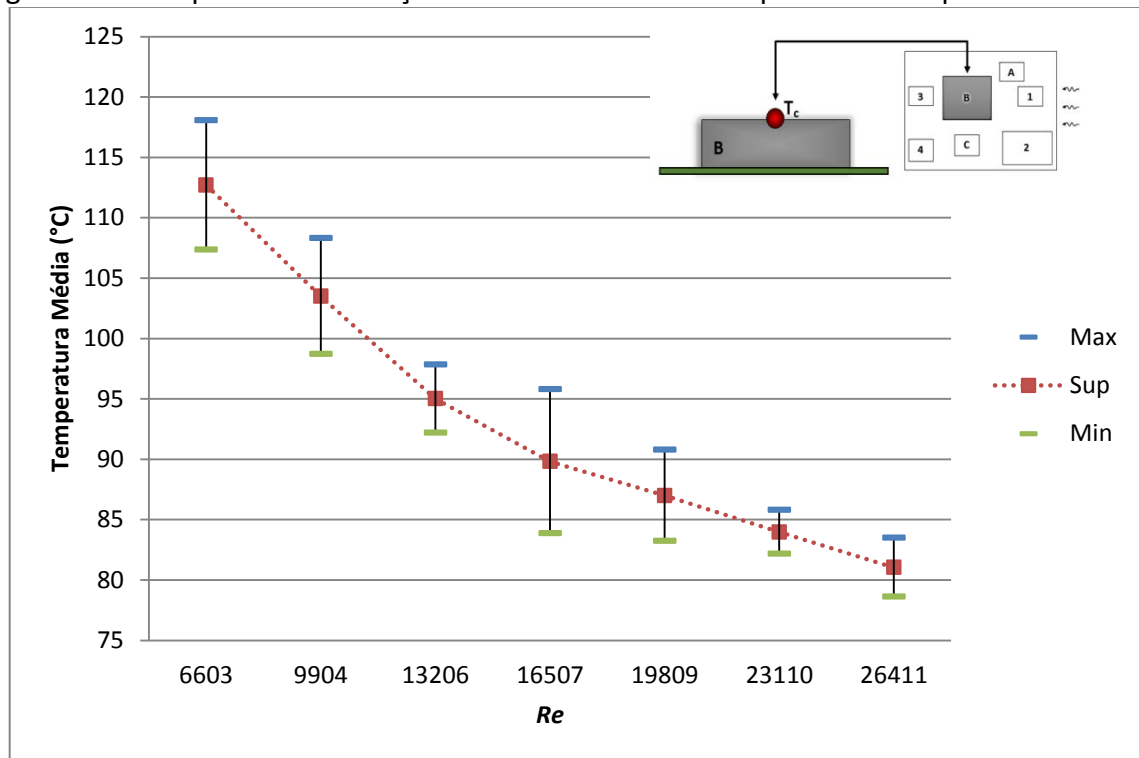
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 14 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Interna ao componente de 10W.

TERMOPAR INTERNO	Variação das temperaturas (em °C)		
	Máxima	Média	Mínima
Reynolds			
6603	174,35	167,58	160,81
9904	167,13	161,25	155,38
13206	158,45	156,02	153,59
16507	155,18	151,90	148,62
19809	154,17	149,57	144,97
23110	149,77	147,26	144,74
26411	148,72	145,01	141,30

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 48 – Temperatura e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 10W.



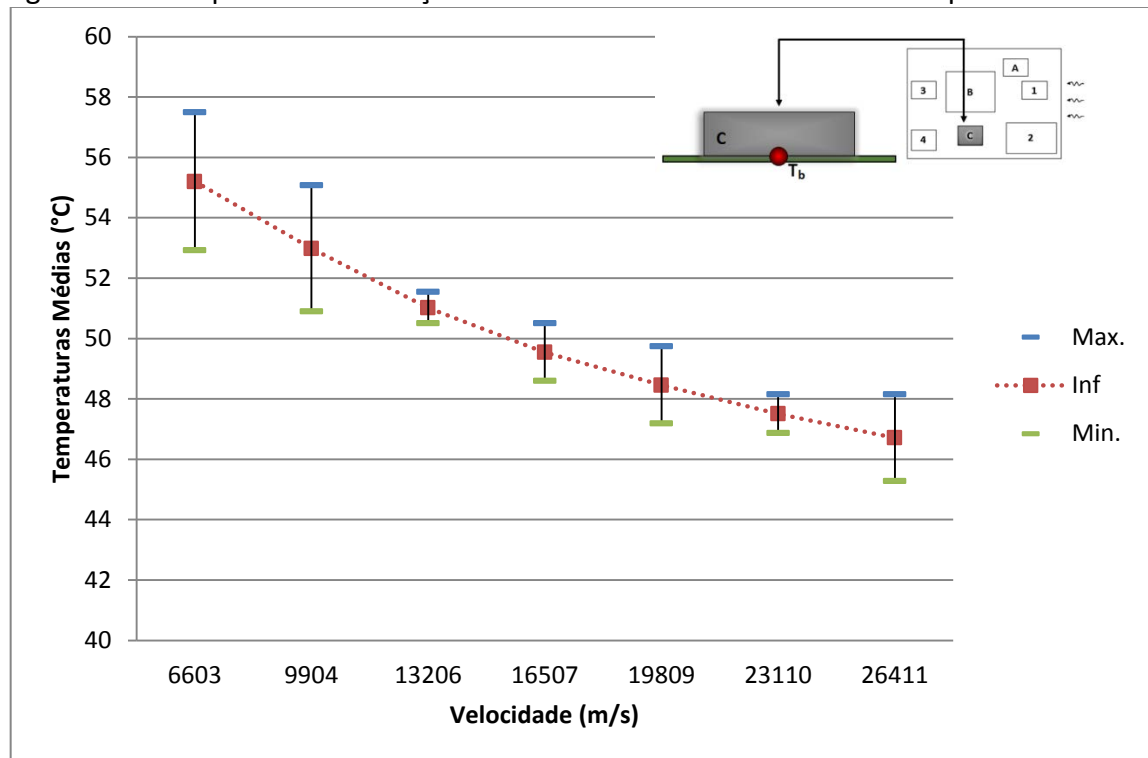
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 15 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 10W.

TERMOPAR SUPERIOR	Variação das temperaturas (em °C)		
	Máxima	Média	Mínima
Reynolds			
6603	118,07	112,71	107,35
9904	108,29	103,49	98,70
13206	97,83	95,01	92,18
16507	95,79	89,82	83,85
19809	90,77	87,00	83,23
23110	85,78	83,98	82,17
26411	83,49	81,05	78,60

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 49 – Temperatura e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 3W.



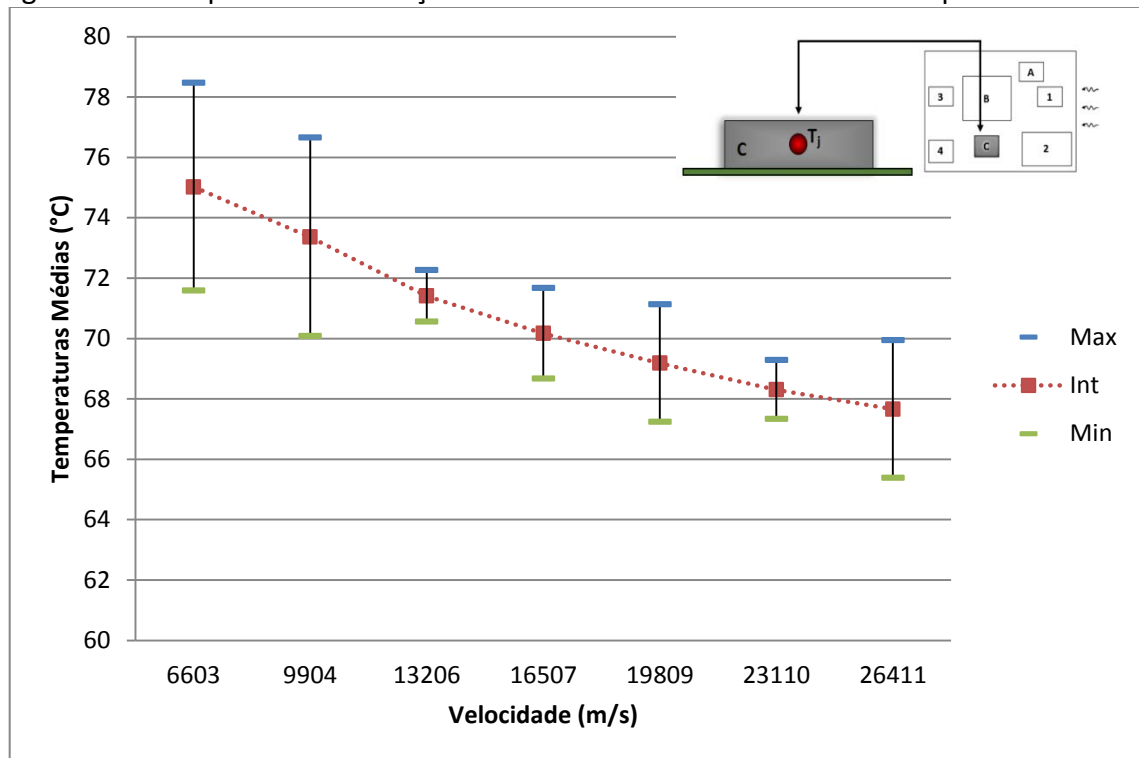
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 16 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Inferior ao componente de 3W.

TERMOPAR INFERIOR	Variação das temperaturas (em °C)		
	Máxima	Média	Mínima
Reynolds			
6603	57,48	55,20	52,92
9904	55,07	52,98	50,90
13206	51,54	51,02	50,49
16507	50,50	49,54	48,59
19809	49,74	48,46	47,18
23110	48,15	47,51	46,86
26411	48,14	46,71	45,28

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 50 – Temperatura e variações mínimas e máximas Interna ao componente de 3W.



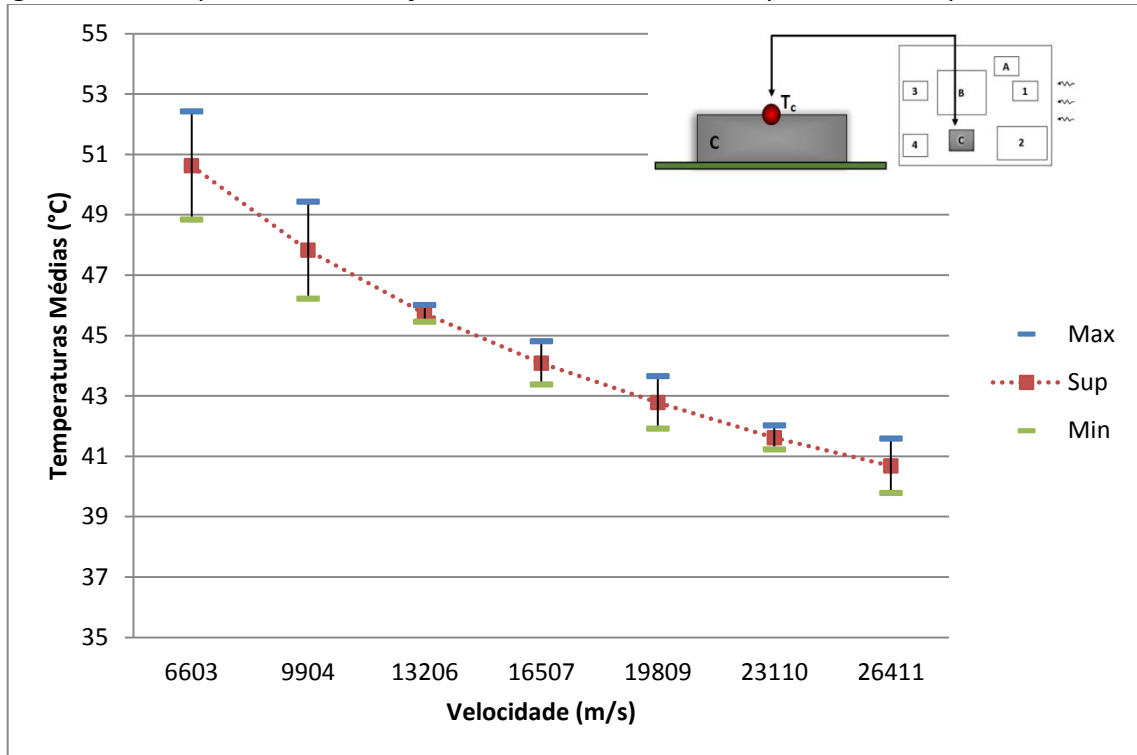
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 17 – Valores das temperaturas e variações mínimas e máximas Interna ao componente de 3W.

TERMOPAR INTERNO	Variação das temperaturas (em °C)		
	Máxima	Média	Mínima
Reynolds			
6603	78,46	75,02	71,58
9904	76,65	73,36	70,07
13206	72,26	71,41	70,56
16507	71,67	70,17	68,67
19809	71,13	69,18	67,24
23110	69,28	68,30	67,33
26411	69,94	67,66	65,38

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 51 – Temperatura e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 3W.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 18 – Valores das Temperaturas e variações mínimas e máximas Superior ao componente de 3W.

TERMOPAR SUPERIOR	Variação das temperaturas (em °C)		
<i>Reynolds</i>	Máxima	Média	Mínima
6603	52,41	50,62	48,83
9904	49,43	47,82	46,21
13206	46,00	45,73	45,45
16507	44,80	44,08	43,37
19809	43,65	42,78	41,91
23110	42,01	41,61	41,22
26411	41,58	40,68	39,77

Fonte: Dados do próprio autor.

Como pode ser observado de maneira geral ocorre a diminuição da temperatura média em todos os pontos medidos no componente (inferior, interno e superior) as temperaturas sofrem considerável redução com o aumento de Re , um processo já esperado uma vez que o aumento da velocidade de entrada do escoamento também intensifica o processo de troca de calor.

Outra observação pode ser feita que nas velocidades de 1,0 e 1,5 m/s, referentes aos menores números de Re , a variabilidade é maior que nas outras velocidades, tanto para o componente de 5W (Figuras de 43 a 45), como para os de 10W e 3W, Figuras 46 a 48 e 49 a 51, respectivamente.

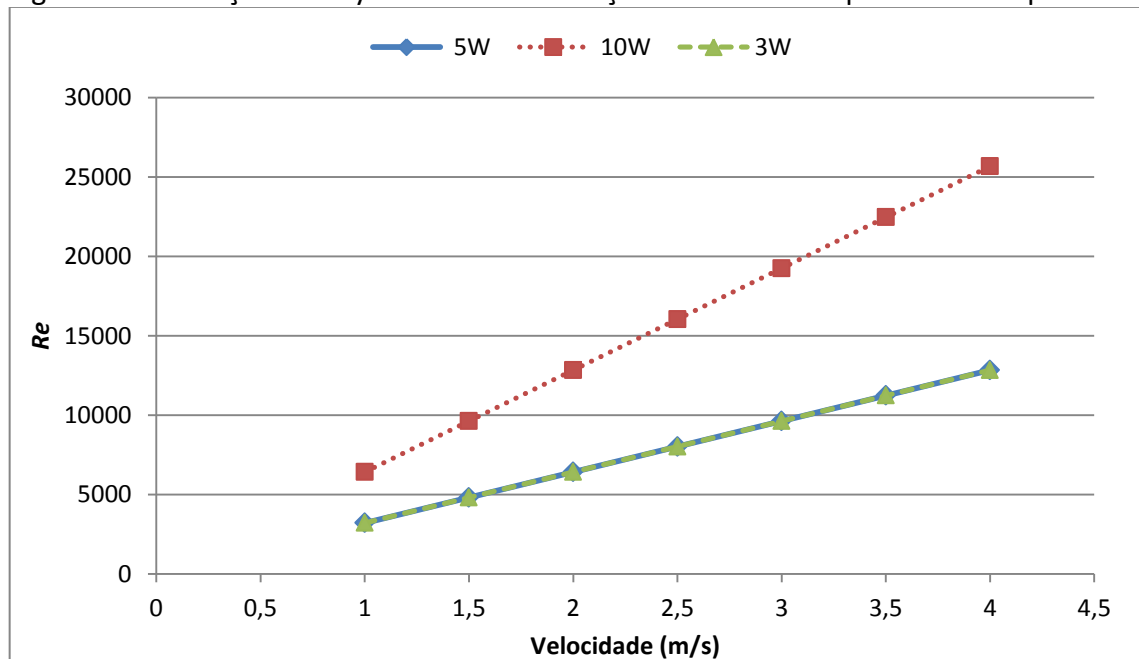
4.4.1 Impacto da velocidade de entrada no coeficiente de troca de calor

Como dito anteriormente o aumento da velocidade também aumenta o coeficiente de troca de calor por convecção, que é dado em função do número de Reynolds local que por sua vez é função da velocidade e Diâmetro hidráulico do componente, conforme descrito na Equação 23 .

$$Re_{local} = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (23)$$

Primeiramente foi realizada a análise do aumento do número de Reynolds local, com a velocidade de entrada do escoamento, que pode ser visto nos gráficos da Figura 52.

Figura 52 – Variação de Reynolds local em função da velocidade para blocos aquecidos.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 19 – Valores das variações de Reynolds local em função da velocidade para blocos aquecidos.

Velocidade (m/s)	Re - A (5W)	Re - B (10W)	Re - C (3W)
1	3210	6419	3210
1,5	4815	9629	4815
2	6419	12839	6419
2,5	8024	16049	8024
3	9629	19258	9629
3,5	11234	22468	11234
4	12839	25678	12839

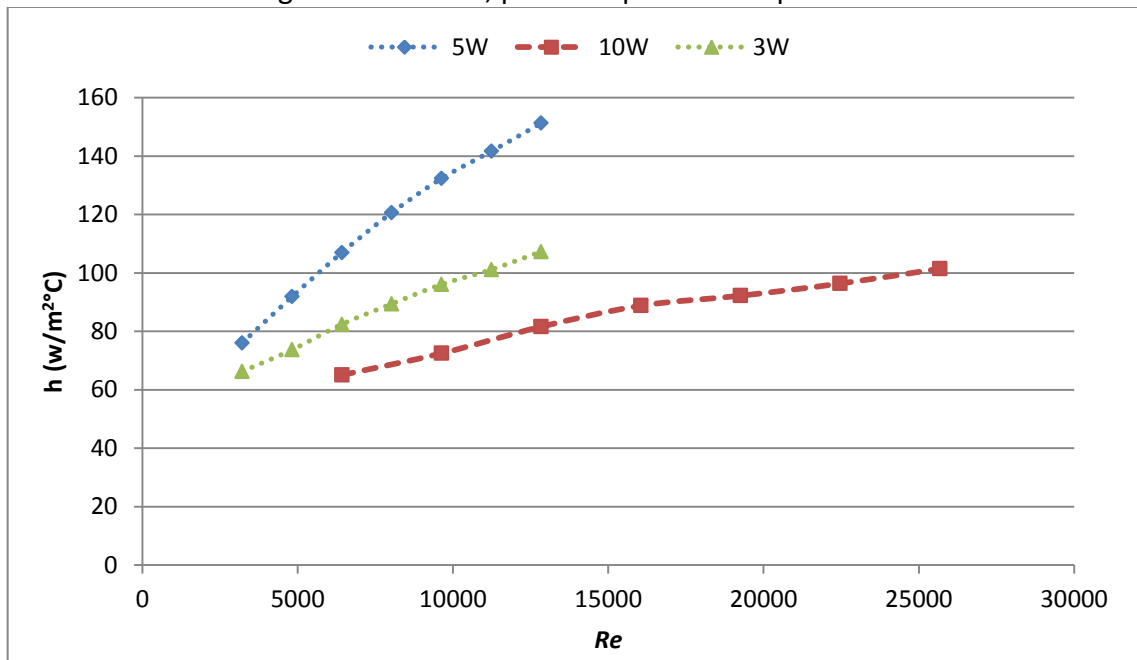
Fonte: Dados do próprio autor.

Observando as faixas de *Reynolds* encontradas é claro perceber que os componentes de 5W e 3W tem variações muito próximas, devido sua geometria e área de troca também muito parecidas, já o componente de 10W opera numa faixa maior de Reynolds, ou seja tem um potencial melhor para troca de calor devido sua maior área, operando num intervalo de 6420 a 25678, enquanto que os outros 2 tem os limites de 3209 a 12839, para as velocidades de 1 a 4 m/s respectivamente.

O cálculo do coeficiente de troca de calor também médio descrito na Equação 24, define quão eficiente é o processo de troca de calor em cada componente. Além de ser um parâmetro que pode ser utilizado para prever o comportamento térmico do componente em função da temperatura ambiente, da potência dissipada e da área de troca de calor, servindo de simulação para diferentes configurações de funcionamento.

$$\bar{h} = \frac{Q}{A * (T_s - T_{amb})} \quad (24)$$

Nos gráficos presentes na Figura 53, pode ser observado o coeficiente de troca de calor ($\bar{h}$) em função do número de Reynolds (Re).

Figura 53 – $h \times Re$, para componentes aquecidos.

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 20- Valores deh por Re , para os componentes aquecidos.

<i>Reynolds</i>	5W	3W		<i>Reynolds</i>	10W
3210	76,07	66,30		6419	65,07
4815	91,88	73,72		9629	72,50
6419	106,98	82,44		12839	81,61
8024	120,63	89,43		16049	88,83
9629	132,36	96,10		19258	92,24
11234	141,67	101,18		22468	96,40
12839	151,30	107,33		25678	101,49

Fonte: Dados do próprio autor.

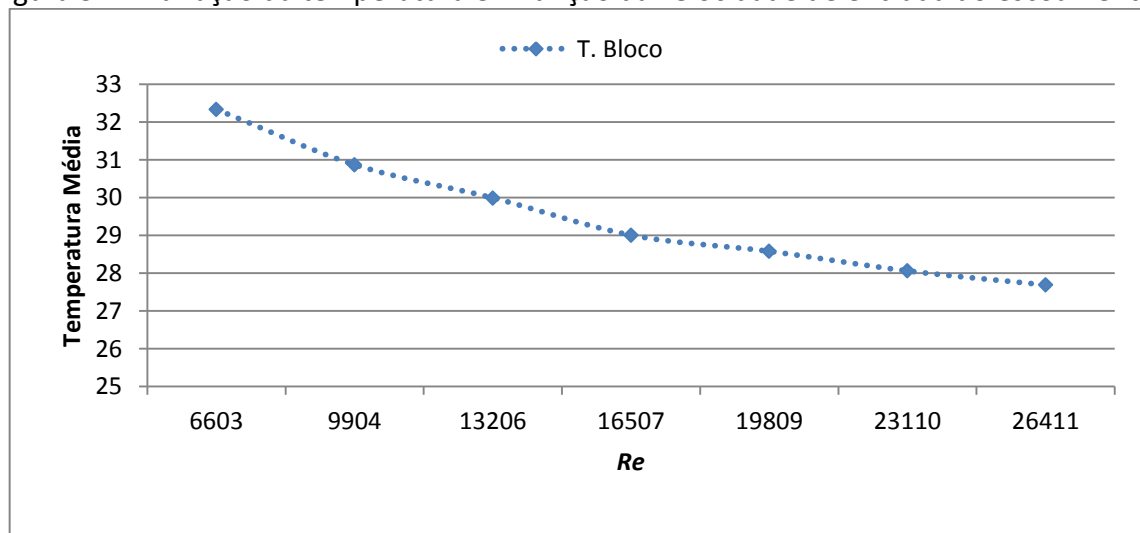
Novamente como esperado é possível perceber o aumento do coeficiente de h com o aumento de *Reynolds* (aumento da velocidade de entrada do escoamento) este comportamento justifica os resultados mostrados nos gráficos da Figura 53, portanto, com o aumento do coeficiente de troca de calor, diminui-se consideravelmente a temperatura em todos os pontos do componente, como foi observado neste experimento nas superfícies inferior, superior e no interior do componente.

Ao analisar o gráfico da Figura 53, juntamente com a análise das respectivas tabelas de dados, vê-se que a troca de calor dos três componentes ocorre predominantemente por convecção dada às variações do número de Nusselt ($Nu \gg 1$).

4.2 Análise “Bloco - 3”

Observando o comportamento dos blocos sem aquecimento o bloco 3 foi o que mais chamou a atenção tendo uma temperatura sempre maior que a ambiente e diminuindo com o aumento da velocidade como pode ser visto no gráfico da Figura 54.

Figura 54 – Variação da temperatura em função da velocidade de entrada do escoamento.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 21 – Variações da temperatura no Bloco 3, em função da velocidade de entrada do escoamento.

<i>Reynolds</i>	Temperatura média do bloco (°C)
6603	32,34
9904	30,87
13206	29,99
16507	29,01
19809	28,58
23110	28,06
26411	27,69

Fonte: Dados do próprio autor.

Numericamente esse fenômeno é melhor observado e ocorre devido à posição e dimensões do bloco 3 em relação ao componente B que dissipa 10 W.

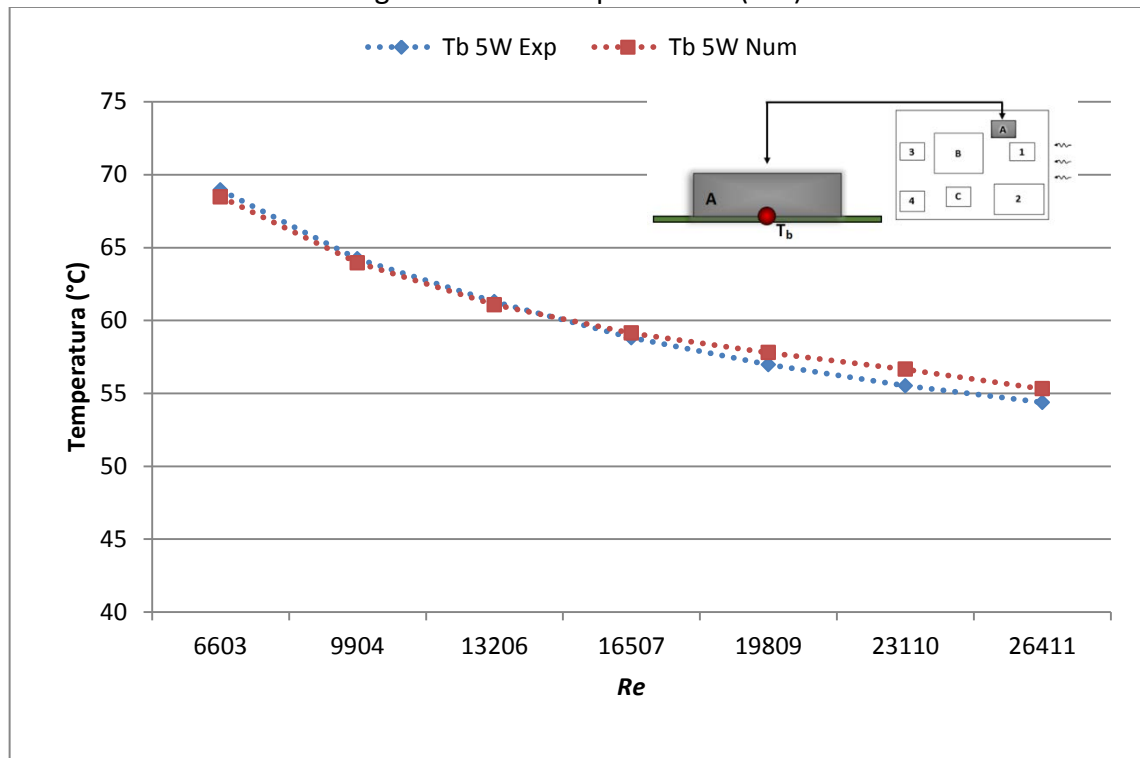
Analisando o gráfico da Figura 54 é possível observar que o comportamento deste componente se iguala aos que dissipam calor. Desta forma é afirmativo que até mesmo componentes que não tem geração interna de energia térmica, podem ser influenciados por outros que dissipam calor. Neste caso devido ao seu posicionamento (atrás do componente que mais dissipava calor), sofreu aquecimento causado pela esteira térmica gerada pelo componente B (10W).

4.3 Comparações Numéricas – Experimentais

Nas Figuras e Tabelas a seguir é possível observar quão próximos as simulações numéricas e experimentais estão um dos outros e o comportamento térmico dos componentes aquecidos.

Inicialmente são apresentados os resultados das comparações para os três pontos de monitoramento do bloco A, que dissipava 5W, nas Figuras 55, 56 e 57 podem ser observados as variações das temperaturas entre componente e placa (T_b), Junção central (T_j) e componente ambiente, Junção – Case (T_c), respectivamente.

Figura 55 - Tb Componente A (5W)



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 22 - Valores de Tb componente A (5W), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.

<i>Reynolds</i>	Experimental (°C)	Numérico (°C)	Diferença (em °C)	Diferença (em %)
6603	68,96	68,48	0,48	0,69%
9904	64,23	63,95	0,28	0,44%
13206	61,29	61,08	0,21	0,34%
16507	58,82	59,14	0,32	0,54%
19809	56,98	57,79	0,82	1,42%
23110	55,52	56,65	1,13	1,99%
26411	54,38	55,32	0,94	1,69%

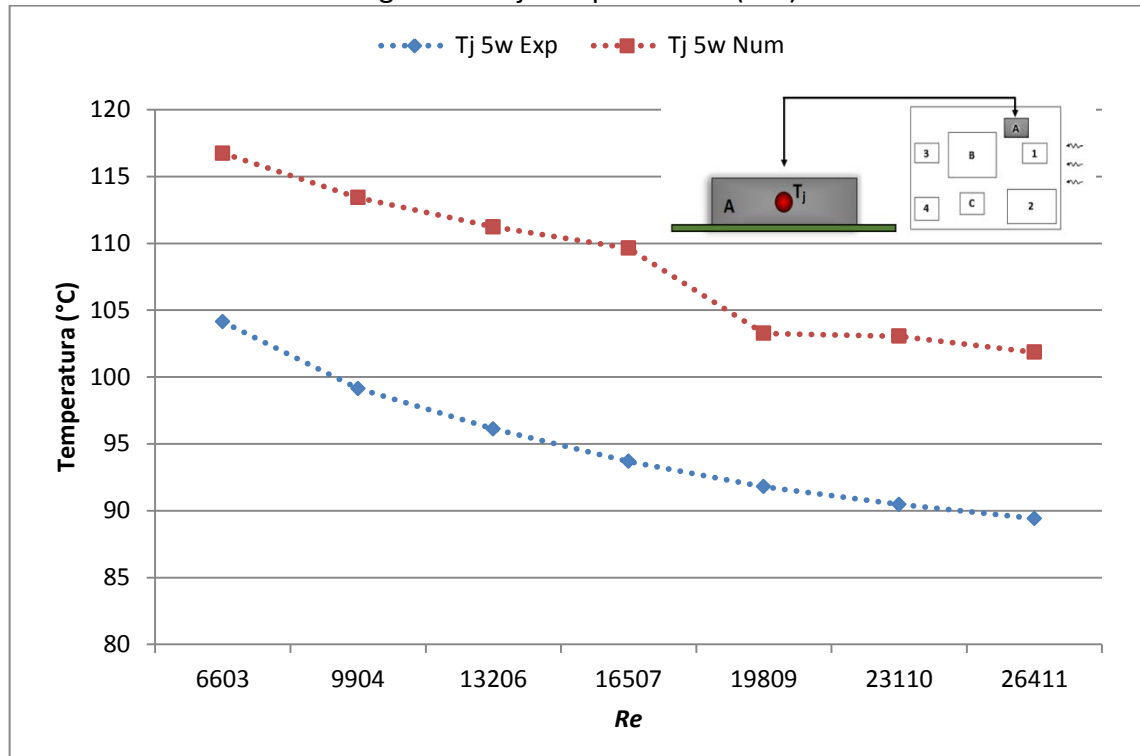
Fonte: Dados do próprio autor.

Como pode ser visto na Tabela 22 as diferenças neste ponto de monitoramento para este componente é pequena, corroborando a hipótese assumida em ambas análises, que neste ponto teve seus resultados mais aproximados.

Analisando a Figura 56 e a Tabela 23 é clara a diferença entre resultados experimentais e numéricos esta diferença se explica pela complexidade em se modelar fidedignamente todos os componentes, suas características e interfaces, e estas diferenças

são encontradas quando se comparam resultados experimentais e numéricos assim como em Avelar (1997). E que também se explicam devido incerteza dos dados experimentais.

Figura 56 - T_j Componente A (5W)



Fonte: Elaboração do próprio autor.

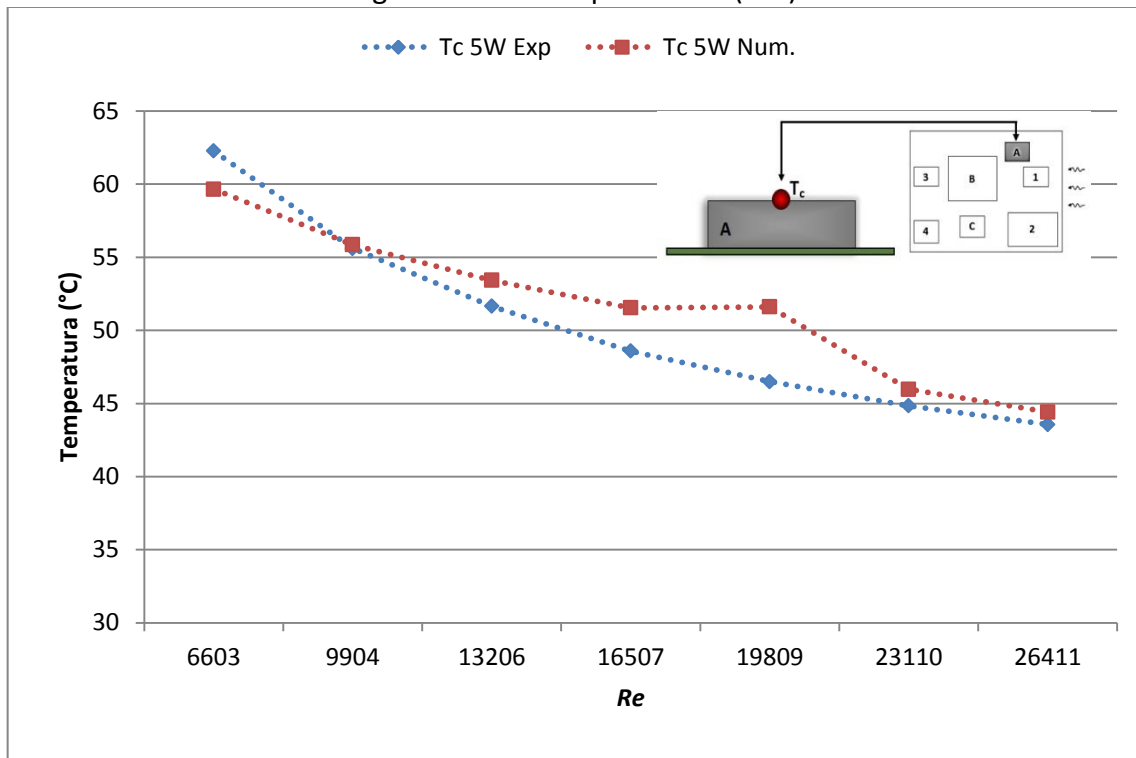
Tabela 23 - Valores de T_j componente A (5W), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.

<i>Reynolds</i>	Experimental (°C)	Númérico (°C)	Diferença (em °C)	Diferença (em %)
6603	104,14	116,74	12,60	10,80%
9904	99,14	113,42	14,29	12,59%
13206	96,12	111,23	15,11	13,58%
16507	93,69	109,64	15,95	14,55%
19809	91,79	103,27	11,47	11,11%
23110	90,47	103,05	12,58	12,21%
26411	89,42	101,85	12,43	12,21%

Fonte: Dados do próprio autor.

Na Figura 57 e Tabela 24 as diferenças neste ponto de monitoramento para este componente novamente é pequena, reforçando o cuidado em ambas análises, desde a construção do modelo físico à edição do modelo numérico.

Figura 57 - Tc Componente A (5W)



Fonte: Elaboração do próprio autor.

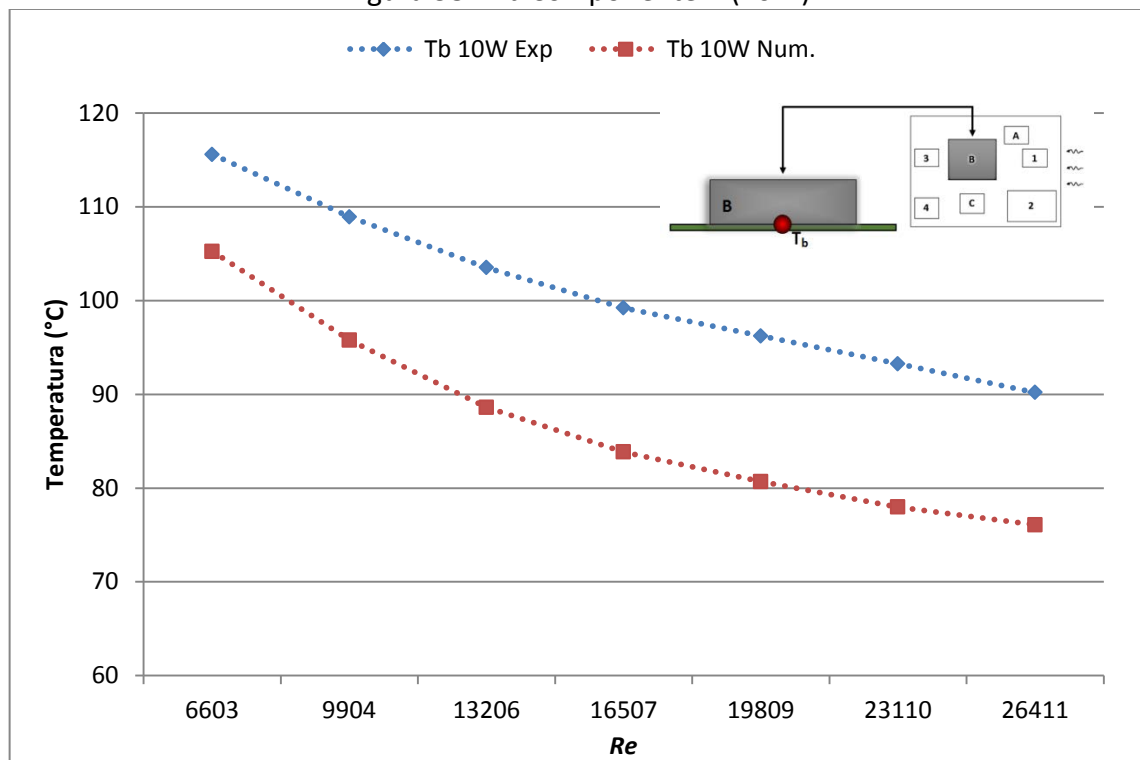
Tabela 24 - Valores de Tc componente A (5W), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.

Reynolds	Experimental (°C)	Numérico (°C)	Diferença (em °C)	Diferença (em %)
6603	62,27	59,65	2,62	4,21%
9904	55,60	55,86	0,26	0,46%
13206	51,65	53,42	1,77	3,31%
16507	48,58	51,54	2,96	5,74%
19809	46,50	51,60	5,10	9,89%
23110	44,84	45,97	1,13	2,46%
26411	43,56	44,41	0,85	1,92%

Fonte: Dados do próprio autor.

Seguindo a análise feita para o componente A, a seguir têm-se as comparações para o componente B, com 10W de dissipação, nas Figuras, 58, 59 e 60 a seguir são vistas as comparações dos pontos de monitoramento (Tb, Tj e Tc), e nas Tabelas 25, 26 e 27, os valores obtidos nos pontos de leitura.

Figura 58 - Tb Componente B (10W)



Fonte: Elaboração do próprio autor.

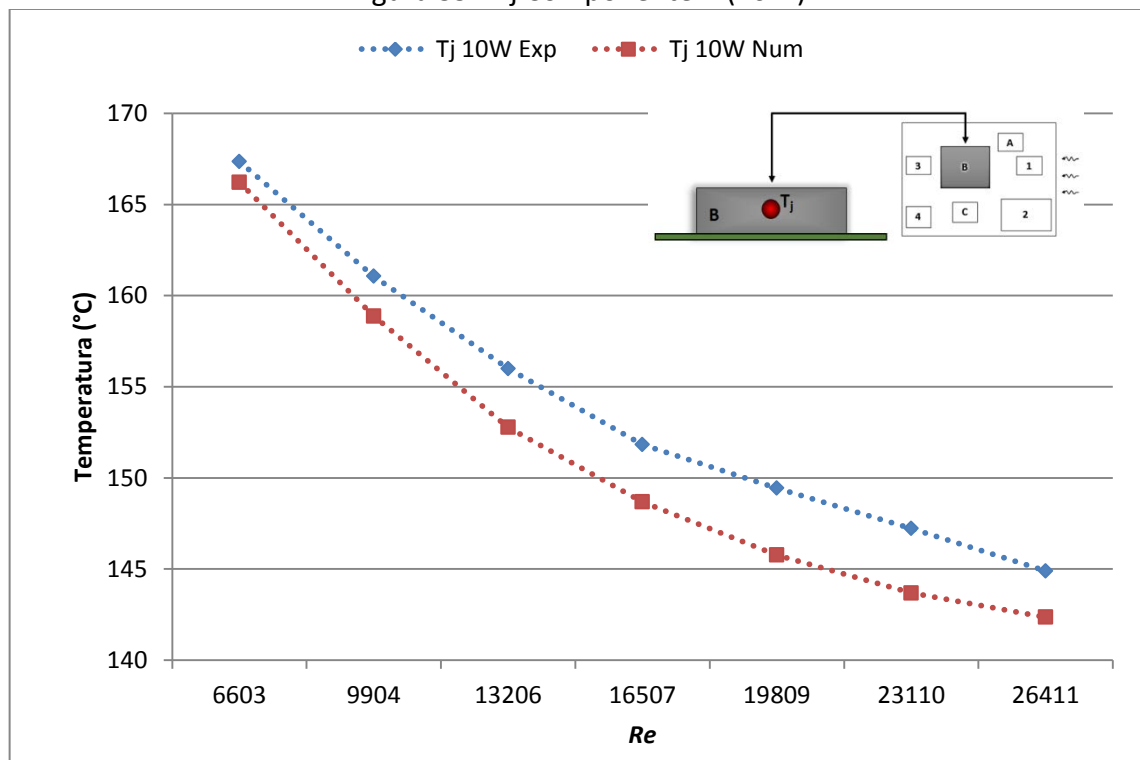
Tabela 25 - Valores de Tb componente B (10W), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.

Reynolds	Experimental (°C)	Numérico (°C)	Diferença (em °C)	Diferença (em %)
6603	115,59	105,25	10,34	8,95%
9904	108,94	95,78	13,16	12,08%
13206	103,52	88,61	14,91	14,40%
16507	99,21	83,86	15,35	15,48%
19809	96,24	80,69	15,55	16,16%
23110	93,27	77,97	15,29	16,40%
26411	90,20	76,08	14,12	15,65%

Fonte: Dados do próprio autor.

A partir da análise da Figura 58 e a Tabela 25 é clara a diferença entre resultados experimentais e numéricos e assim como dito anteriormente, esta diferença se explica pela complexidade em se modelar fidedignamente todos os componentes, suas características e interfaces, e apesar dos altos valores de diferenças encontradas quando se comparam resultados experimentais e numéricos assim como em Avelar (1997), esta análise ainda assim serve de base para comparações para diferentes modelagens do elemento aquecedor.

Figura 59 - Tj Componente B (10W)



Fonte: Elaboração do próprio autor.

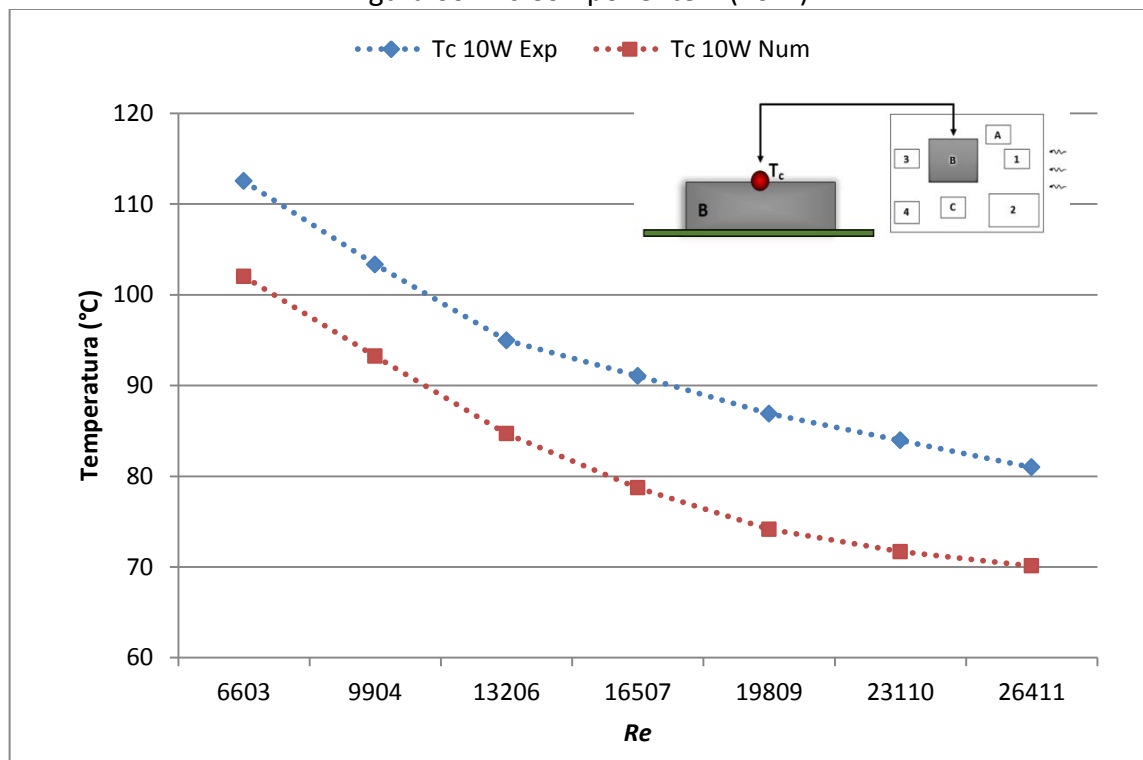
Tabela 26 - Valores de Tj componente B (10w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.

<i>Reynolds</i>	Experimental (°C)	Numérico (°C)	Diferença (em °C)	Diferença (em %)
6603	167,35	166,21	1,14	0,68%
9904	161,06	158,88	2,18	1,36%
13206	156,00	152,77	3,23	2,07%
16507	151,83	148,68	3,15	2,07%
19809	149,44	145,77	3,68	2,46%
23110	147,22	143,69	3,54	2,40%
26411	144,90	142,36	2,54	1,75%

Fonte: Dados do próprio autor.

Para o ponto central neste componente é observado na Figura 59 e Tabela 26 uma pequena diferença entre os dados obtidos experimental e numericamente, novamente reafirmando os métodos utilizados para construção de modelos experimentais e numéricos, corroborando para confiabilidade da análise apresentada.

Figura 60 - Tc Componente B (10W)



Fonte: Elaboração do próprio autor.

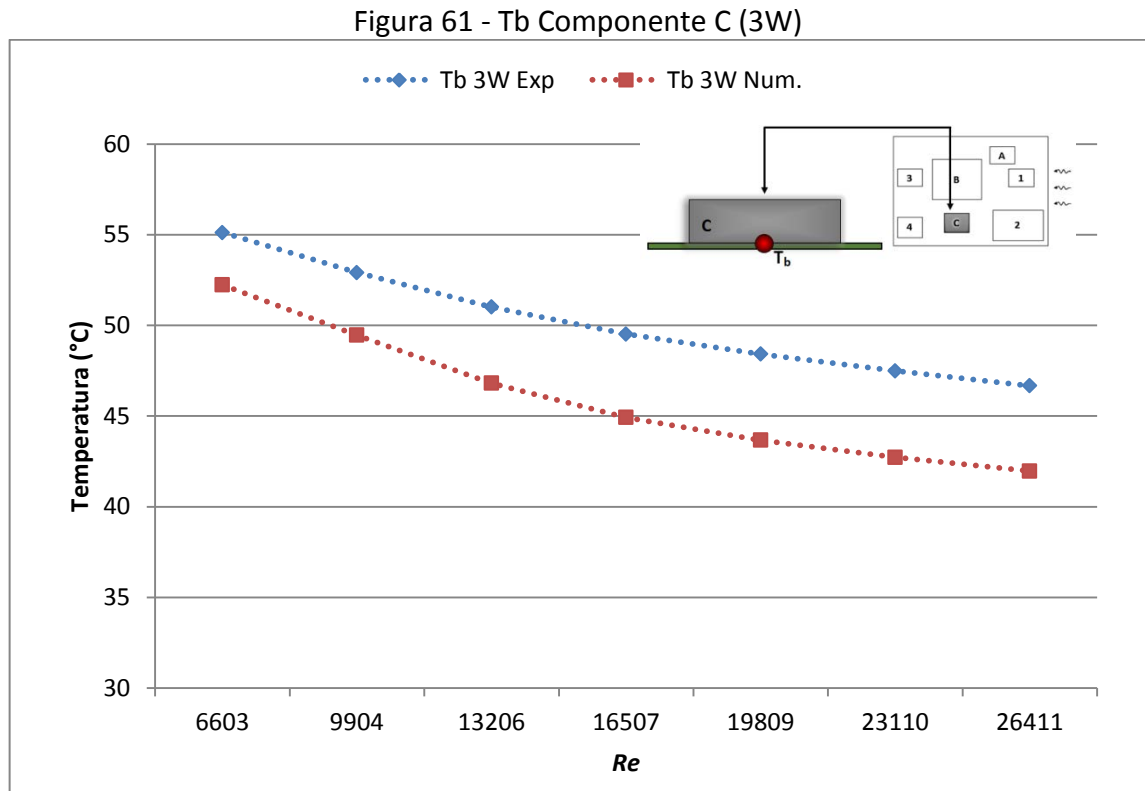
Tabela 27 - Valores de T_c componente B (10w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.

<i>Reynolds</i>	Experimental (°C)	Numérico (°C)	Diferença (em °C)	Diferença (em %)
6603	112,52	102,00	10,52	9,35%
9904	103,34	93,23	10,10	9,78%
13206	94,97	84,69	10,28	10,82%
16507	91,05	78,72	12,33	13,54%
19809	86,89	74,15	12,74	14,66%
23110	83,95	71,68	12,27	14,61%
26411	80,98	70,11	10,87	13,42%

Fonte: Dados do próprio autor.

A partir da análise da Figura 60 e a Tabela 27 é clara a diferença entre resultados experimentais e numéricos e assim como dito anteriormente, esta diferença se explica pela complexidade em se modelar fidedignamente todos os componentes, suas características e interfaces.

Por fim na mesma linha de análises dos componentes A e B, a seguir as comparações dos pontos de monitoramento para o componente C que dissipa 3W, assim nas Figuras 61, 62 e 63 e Tabelas 29,30 e 31 apresentam-se as comparações das temperaturas T_b , T_j e T_c , respectivamente.

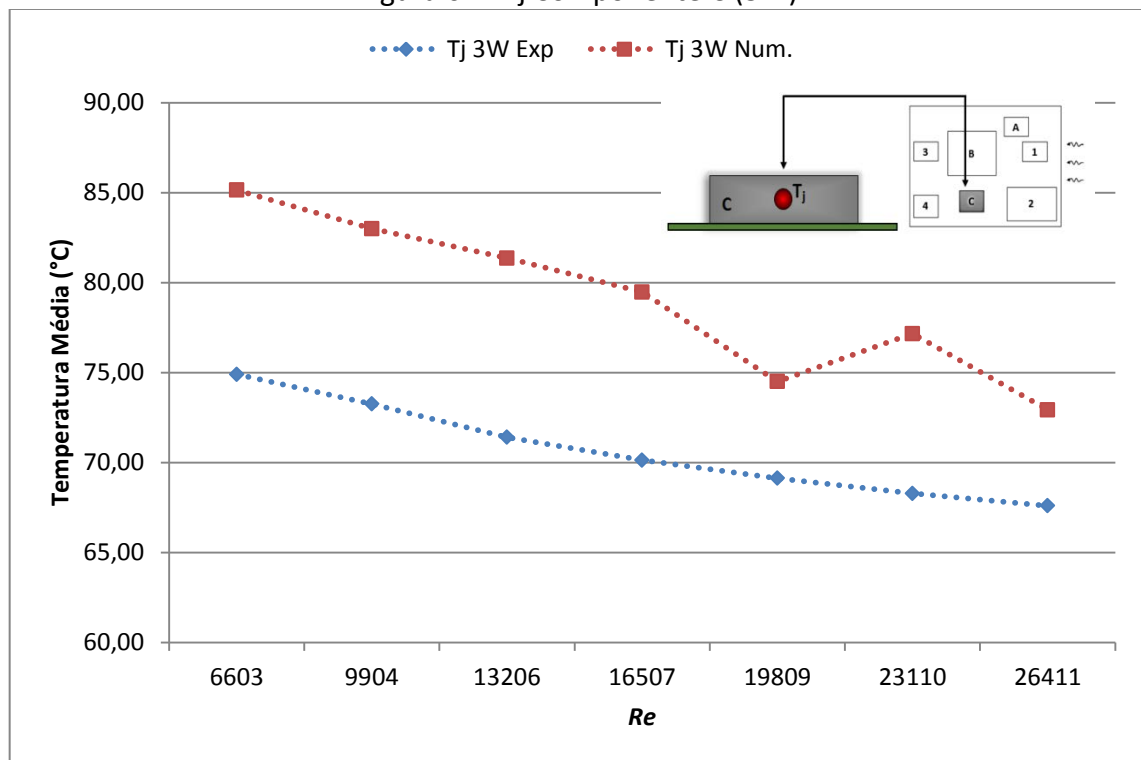


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 28 - Valores de T_b componente C (3w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.

<i>Reynolds</i>	Experimental (°C)	Numérico (°C)	Diferença (em °C)	Diferença (em %)
6603	55,13	52,23	2,89	5,25%
9904	52,92	49,46	3,46	6,53%
13206	51,02	46,82	4,20	8,23%
16507	49,52	44,92	4,60	9,29%
19809	48,42	43,67	4,75	9,81%
23110	47,50	42,73	4,77	10,04%
26411	46,67	41,96	4,71	10,08%

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 62 - T_j Componente C (3W)

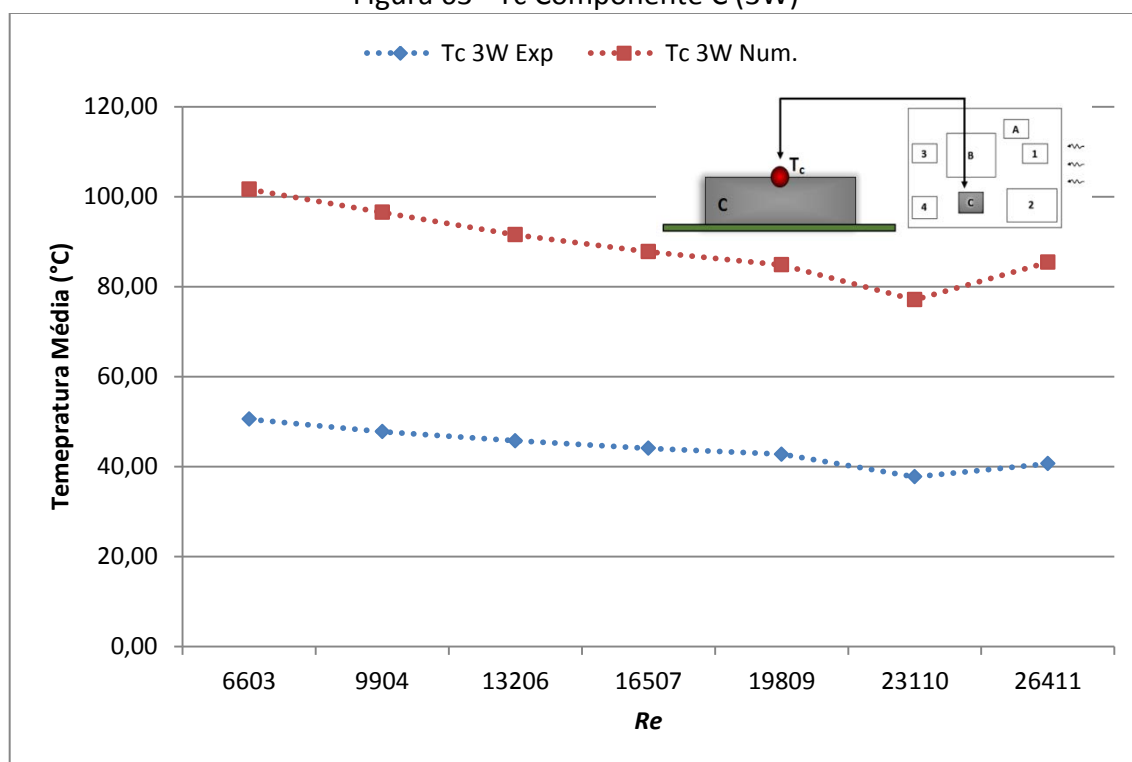
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 29 – Valores de T_j componente C (3w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.

<i>Reynolds</i>	Experimental (°C)	Numérico (°C)	Diferença (em °C)	Diferença (em %)
6603	74,90	85,15	10,24	12,03%
9904	73,26	83,00	9,74	11,74%
13206	71,41	81,36	9,96	12,24%
16507	70,14	79,48	9,34	11,75%
19809	69,13	74,50	5,38	7,22%
23110	68,29	77,17	8,88	11,51%
26411	67,60	72,93	5,34	7,32%

Fonte: Dados do próprio autor.

Figura 63 - Tc Componente C (3W)



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 30 – Valores de Tc componente C (3w), experimentais e numéricos juntamente com suas diferenças.

<i>Reynolds</i>	Experimental (°C)	Númérico (°C)	Diferença (em °C)	Diferença (em %)
6603	50,56	51,09	0,53	1,04%
9904	47,77	48,76	0,99	2,03%
13206	45,73	45,84	0,11	0,25%
16507	44,07	43,72	0,35	0,79%
19809	42,76	42,10	0,66	1,54%
23110	37,74	39,35	1,61	4,09%
26411	40,65	44,78	4,13	9,22%

Fonte: Dados do próprio autor.

A partir da análise das Figuras 61, 62, e as Tabelas 28, 29 é clara a diferença entre resultados experimentais e numéricos e assim como dito anteriormente. Esta diferença se explica pela complexidade em se modelar fidedignamente todos os componentes, suas características e interfaces, e apesar dos altos valores de diferenças encontradas quando se comparam resultados experimentais e numéricos assim como em (Avelar, 1997). Exceto para

as comparações que podem ser observadas na Figura 63 e Tabela 30, nos quais são mostradas diferenças menores entre os resultados experimentais e numéricos.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O objetivo deste trabalho foi o de estudar o comportamento de uma réplica térmica de placa de circuito impresso que pudesse ter suas condições controladas de modo, a saber, qual seria interferência dos componentes que estão dissipando calor nos outros elementos da placa. Ensaios numéricos e experimentais foram empregados para obtenção dos dados para comparações e estudo.

Com base nas análises realizadas foi possível perceber o comportamento de componentes em relação à entrada do escoamento. Uma análise utilizando os componentes aquecidos da réplica de maneira alinhadas permitiu a aplicação da teoria de cálculos coeficiente de influência para o conjugado de transferência de calor estudado por Alves (2010) e o resultado encontrado foi similar ao encontrado pelo referido autor, comprovando sua teoria de interferência entre componentes e a vantagem do componente a montante do escoamento, porém no presente trabalho as interferências eram pequenas e diminuía com o aumento de Re , devido à facilidade de dissipação térmica que a turbulência do escoamento proporcionava.

A escolha do layout, das velocidades e os materiais utilizados, para uma melhor descrição de componentes e situações reais, com o intuito de aproximar teorias e conceitos teóricos em soluções para problemas reais, facilitando assim a busca por respostas para dificuldades encontradas no dia a dia da indústria eletrônica.

A teoria dos coeficientes de influência do conjugado de transferência de calor não pode ser aplicada ao caso em que a réplica tinha os aquecedores desalinhados, pois, como mostrado, não há influências das esteiras térmicas entre componentes, tornando os valores que estão fora da diagonal principal da matriz $G+$ praticamente nulos o que inviabiliza para cálculo das temperaturas de superfície por este método.

Ao analisar e comparar os resultados foi possível concluir que o aumento da velocidade, e conseqüente aumento de Re , melhora muito a dissipação de calor, diminuindo a temperatura os pontos lidos, o que por sua vez fazia com que a interferência entre componentes fosse menor..

A comparação entre análises numérica e experimental se mostrou um verdadeiro desafio, pois o cuidado em representar e construir modelos fidedignos foi extremo e ainda assim divergências foram encontradas.

Diferenças entre as temperaturas lidas numericamente das experimentais se dão devido às incertezas dos sistemas e métodos utilizados na obtenção de dados e nas aproximações entre os modelos, porém servem de incentivo para a continuação do estudo e melhoramentos nos métodos de pesquisa.

Para trabalho futuros as sugestões seriam de:

- Utilizar um material com maior condutividade térmica para encapsulamento dos elementos aquecedores, para facilitar homogeneização térmica garantindo melhor espalhamento do calor na superfície do mesmo;
- Diminuir as dimensões dos componentes simulados para aproximá-los ainda mais de componentes reais;
- Monitorar todas as faces em contato com escoamento. Ainda como sugestão,
- Utilizar componentes reais normalizados que tenham maiores informações disponíveis e compará-los aos seus modelos numéricos complexos, que levam em consideração todos os detalhes da arquitetura do mesmo.
- Utilizar aquecedores mais simples de serem modelados numericamente, diminuindo esta fonte de incertezas.
- Desenvolver *software* que interprete e calibre as temperaturas das imagens térmicas para haver análise quantitativa das mesmas.

REFERÊNCIAS

- ALVES, T. A. **Resfriamento conjugado de aquecedores discretos em canais**. 2010. 147 f. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.
- ASAKO, Y.; FAGHRI, M. Three-dimensional heat transfer analysis of arrays of heated square blocks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Penang, v. 32, n. 2, p. 395-405, 1989.
- AVELAR, A. C. **Análise teórica e experimental da transferência de calor em placas de circuito impresso formando canais verticais abertos**. 1997. 110 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1997.
- BARBUR, M. A. Validação numérica do descritor invariante do resfriamento conjugado por convecção forçada-condução de aquecedores 3D protuberantes em canais. 2014. 81 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica)–Faculdade de Engenharia, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2014.
- BEJAN, A. **Transferência de calor**. São Paulo: Edgard Blücher, 2004. p.434.
- BEJAN, A.; KRAUS A.D. **Heat transfer handbook**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003. p. 952 - 1032
- BHOWMIK, H.; TOU, K. W. Study of transient forced convection heat transfer from discrete heat sources in a FC-72 cooled vertical channel. **International Journal of Thermal Sciences**, Singapura, v.44, n 5., p. 499 – 505, Maio, 2005.
- BLANCHARD, Jean-Louis; LOUAGE, S. An interactive and integrated thermal characterization of component placement on a printed circuit board. **Microelectronics Journal**, Les Ulis Cedex, v. 28, n. 3, p. 209-219, Março, 1997.
- BOUKHANOUF, R.; Haddad, A. A CFD analysis of an electronics cooling enclosure for application in telecommunication systems. *Applied Thermal Engineering*, Nottingham, v. 30, n. 16, p. 2426-2434, Novembro 2010.
- CHEN, L.; HOLST, M. Efficient mesh optimization schemes based on optimal Delaunay triangulations. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, San Diego - CA, v. 200, n. 9-12, p. 967-984, February 2011.
- CHENG, Hsien-Chie et al. Theoretical and experimental characterization of heat dissipation in a board-level microelectronic component. **Applied Thermal Engineering**, Taichung, v.28, n 5 - 6, p. 575–588, Abril 2008.

DIANI, A.; MANCIN, S.; ZILIO, C.; ROSSETO, L. An assessment on air forced convection on extended surfaces: experimental results and numerical modeling. **International Journal of Thermal Sciences**, Padova, v. 67, p. 120-134, May 2013.

DIRKER, J.; MEYER, J. P. Thermal characterisation of embedded heat spreading layers in rectangular heat-generating electronic modules. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Pretoria, v. 52, n. 5-6, p. 1374-1384, February 2009.

FAN, X. J.; ZHOU, J.; ZHANG, G. Q. Multi-physics modeling in virtual prototyping of electronic packages—combined thermal, thermo-mechanical and vapor pressure modeling. **Microelectronics Reliability**, Briarcliff Manor, v. 44, n. 12, p. 1967–1976, December 2004.

FELCZAK, M.; WIECEK, G.; DE MEY, G. Optimal placement of electronic devices in forced convective cooling conditions. **Microelectronics Reliability**, Kidlington, v. 49, n. 12, p. 1537-1545, December 2009.

FENG, T.Q.; XU, J. L. An analytical solution of thermal resistance of cubic heat spreaders for electronic cooling. **Applied Thermal Engineering**, Guangzhou, v. 24, n. 2 - 3 p. 323-337, 2004.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos - LTC, 2006. p. 359.

FURUKAWA, T.; YANG, Wen-Jei. Thermal-fluid flow in parallel boards with heat generating blocks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Ann Arbor, v. 46, n. 26, p. 5005–5015, 2003.

HUIBIN, Y.; XUNONG, G.; JING, D.; ZHENGGUO, Z.; YUTANG, F. Thermal management of electronic components with thermal adaptation composite material. **Applied Energy** Guangzhou, v. 87, n. 12, p. 3784–3791, Dezembro 2010.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos - LTC, 2008. p. 309, 361-364.

JALURIA, Y. Simulation-based optimization of thermal systems. **Applied Thermal Engineering**, New Brunswick, v. 29, n. 7, p. 1346–1355, 2009.

JENKINS, L.; BENNETT, A. 21st Century Challenge: Thermal Management Design Requirements. **USAF Aeronautical System Center**, Nova York, v. 9., n. 1. p. 1 - 7

KANDASAMY, R.; MUJUMDAR, A. S. Thermal analysis of a flip chip ceramic ball grid array (CBGA) package. **Microelectronics Reliability**, Singapura, v. 48, n. 2, p. 261-273, Fevereiro 2008.

KIM, Jung-Kyun et al. Estimation of thermal parameters of the enclosed electronic package system by using dynamic thermal response. **Mechatronics**, Gwangju, v.19, n. 6, p. 1034–1040, Setembro 2009.

LIM, C. H.; AIROLDI, G.; DOMINY, R. G.; MAHKAMOV, K. Experimental validation of CFD modelling for heat transfer coefficient predictions in axial flux permanent magnet generators. **International Journal of Thermal Sciences**, Durham, v. 50, n. 12, p. 2451-2463, Dezembro 2011.

JANICKI, M. et al. Active control of boundary conditions for dynamic thermal characterization of electronic components. **Microelectronics Journal**, Lodz, v. 44 n. 11, p. 1019-1024, Novembro 2013.

MOFFAT, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental and Thermal Fluid Science**, Oxford, v.1, n. 1, p. 3-17, 1988.

MOGHADDAM, S.; RADA, M.; SHOOSHTARI, M.; JOSHI, Y. Evaluation of analytical models for thermal analysis and design of electronic packages. **Microelectronics Journal**, College Park, v. 34, n. 3, p. 223–230, Março 2003.

OBATA, D. H. S. **Análise experimental de um trocador de calor por mudança de fase e desenvolvimento de um modelo numérico simplificado**. 2014. 100 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – UNESP, Ilha Solteira, 2014.

PARK, J.; SHONTZ, S. M. An alternating mesh quality metric scheme for efficient mesh quality improvement. **Procedia Computer Science**, Amsterdam, v. 4, n. 1, p. 292-301, 2011.

SCHLICHTING, H. **Boundary-layer theory**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 1979. p. 99-600.

SILVA JUNIOR, M. **Túnel de vento de camada limite atmosférica: metodologia de projeto**. 2006. 102 f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia e Arquitetura, Universidade de Passo Fundo, Passo fundo, 2006.

SOUZA, E. G. de. **Análise experimental e numérica de convecção forçada em arranjo de obstáculos dentro de canal**. 2010. 130 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2010.

SOUSA, R. R. de. **Análise numérica e experimental na determinação da potência térmica dissipada em componentes eletrônicos**. 2008. 120 f. Dissertação (Mestrado)- Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2008.

SOUZA, N. Z. **Proposta de modelagem simplificada para vapor chamber**. 2014. 107 f. Dissertação (Mestrado)- Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” –UNESP, Ilha Solteira, 2014.

SUFIAN, S. F.; ABDULLAH, M. Z.; MOHAMED, J. J. Effect of synchronized piezoelectric fans on microelectronic cooling performance. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Penang, v. 43, n. 1, p. 81-89, Abril 2013.

TONAPI, S.S.; R.A. FILLION, F.J. SCHATTENMANN, H.S. COLE, J.D. Evans. An overview of thermal management for next generation microelectronic devices. In: IEEE/SEMI ADVANCED MANUFACTURING CONFERENCE, 2003, BinRhamton. **Anais da 1º IEEE/SEMI Advanced Manufacturing Conference**, BinRhamton: IEEE/SEMI, 2003. p. 250 – 254.

WHITE, F. M. **Fluid mechanics**. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 2001. p. 331.

ZHANG, H.; ZHAO, G. Quality improvement method for graded hexahedral element meshes. **Computer Aided Geometric Design**, Pequim, v. 27, n. 7, p. 563-575, Outubro 2010.

APÊNDICE

A Processo de fabricação dos componentes simulados.

Inicialmente o processo de construção dos blocos aquecidos, que simulariam os componentes que dissipam calor passou por um estudo e levantamento das formas que eles poderiam ser fabricados. O estudo contemplou desde a concepção do aquecedor até a como obter o perfeito encapsulamento e componentes nas dimensões desejadas.

A.1 Dimensionamento e seleção dos elementos aquecedores:

Os aquecedores posicionados nos componentes simulados tiveram seu dimensionamento iniciados com a escolha dos elementos resistivos, que se baseavam em baixa resistência elétrica e considerável dissipação de potência, diversos modelos foram considerados como pode ser visto na Figura 64 a seguir.

Figura 64 – Resistores Considerados



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Dentre todos os escolhidos foram os que melhor atendiam à necessidade de baixa resistência, implicando em baixas tensões e correntes para serem alimentados, portanto foram eles:

Tabela 31 – Valores dos resistores escolhidos

Componente	Resistência (Ω)	Potência Máxima
5W	5,6	10 W
10W	15,0	20W
3W	5,6	10W

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A.2 Verificação de uniformidade térmica.

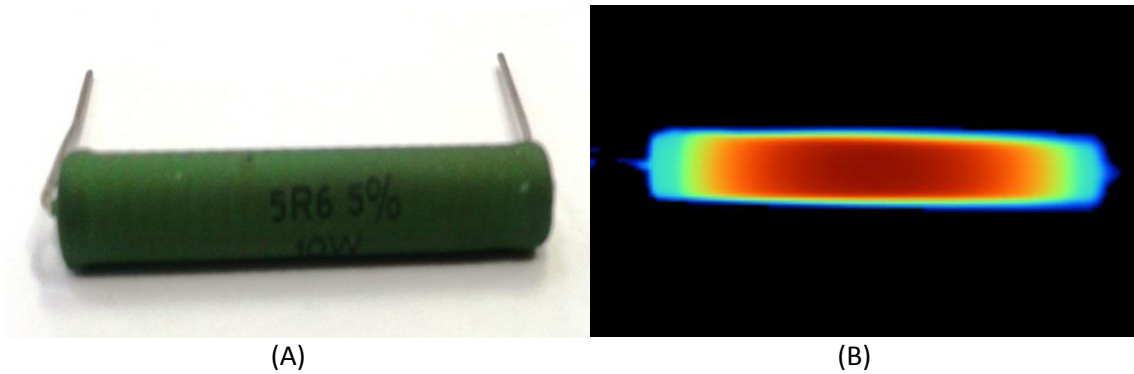
Os núcleos (Resistores) selecionados no processo recém-descrito foram testados para verificação de uniformidade de dissipação de calor, o processo realizado foi bem simples e será descrito a seguir.

Primeiramente os terminais de ligação dos aquecedores foram ligados a uma fonte de tensão e submetidos ao um aquecimento. Depois de aquecidos os mesmos foram observados com auxílio de câmera térmica, fotografados as imagens analisadas em software específico.

O intuito deste ensaio era qualitativo e simplesmente analisar o comportamento térmico dos aquecedores para garantir que o calor se espalhasse uniformemente pelo mesmo, nas Figuras é possível observar ainda que os aquecedores têm seus aquecimentos muito parecidos.

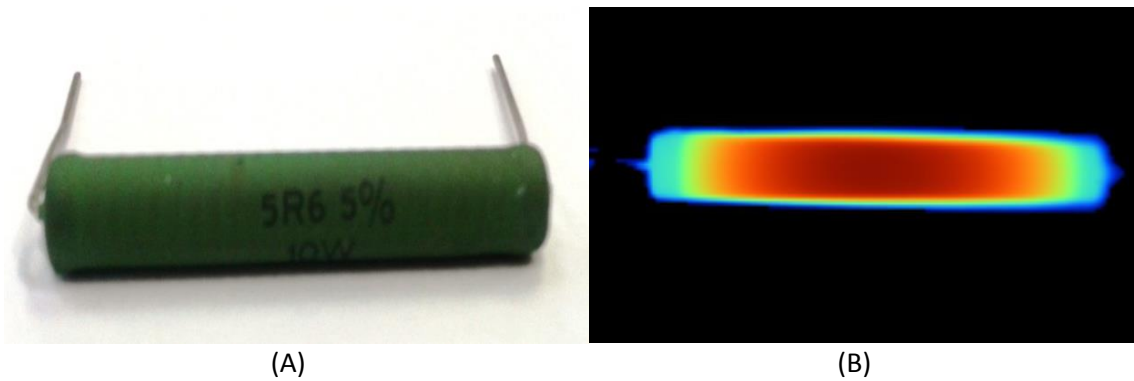
Pode ser visto nas Figuras 65 a 67, os núcleos aquecedores e as imagens térmicas obtidas com auxílio da câmera térmica infravermelha onde as uniformidades podem ser analisadas.

Figura 65 – Análise núcleo aquecedor de 3 W. A) Fotografia do Resistor. B) Fotografia infravermelha.



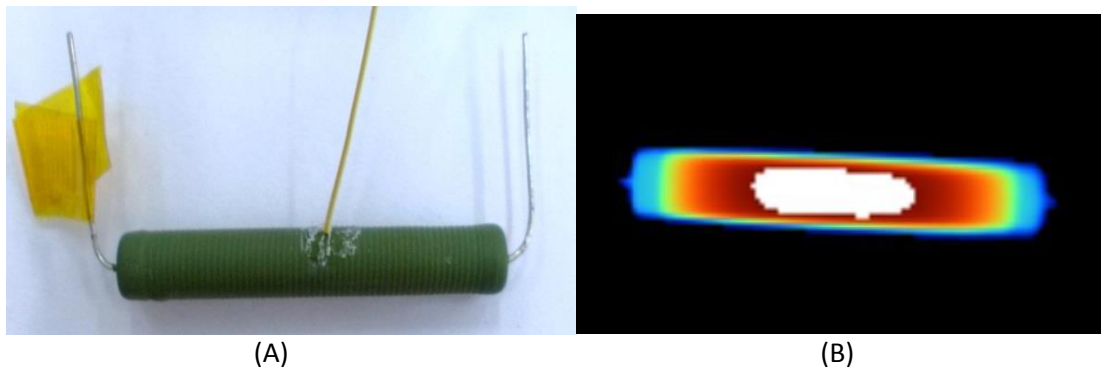
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 66 - Análise núcleo aquecedor de 5 W. A) Fotografia do Resistor. B) Fotografia infravermelha.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 67 - Análise núcleo aquecedor de 10 W. A) Fotografia do Resistor. B) Fotografia infravermelha.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

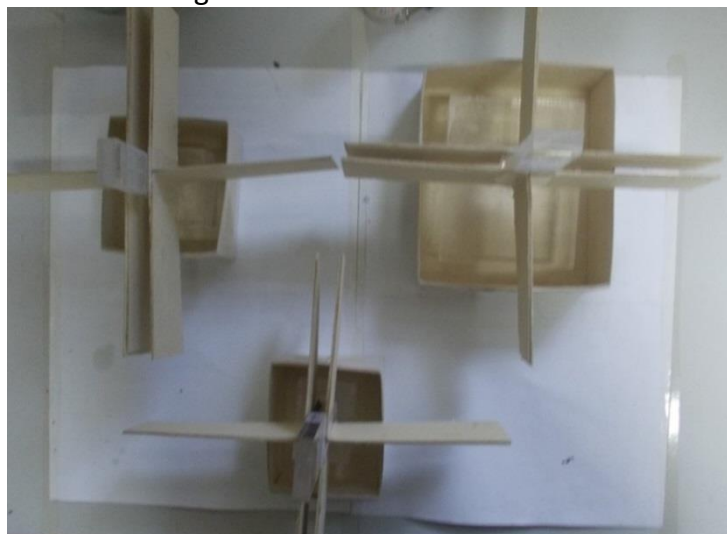
Pode ser observada na Figura 67 (b), uma região branca, neste caso esta região atingiu o fundo de escala da câmera térmica que é de 270°C, indicando que quando ligado a uma fonte de tensão que forneça corrente suficiente para atingir a potência máxima a temperatura do resistor ultrapassa os 270°C.

A.3 Encapsulamentos dos aquecedores

Verificada a uniformidade de espalhamento calórico dos aquecedores, passou-se a fase de construção dos moldes para encapsulamento dos mesmos em resina.

Os moldes foram construídos a partir de modelos usinados em acrílico como pode ser visto na Figura 68.

Figura 68 – Modelos de acrílico



Fonte: Elaboração do próprio autor.

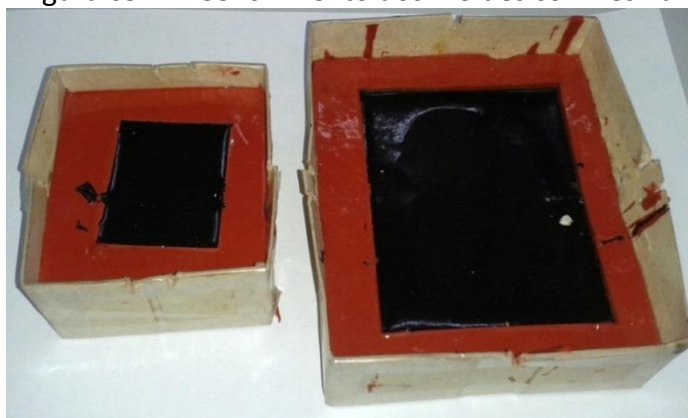
Os modelos foram então posicionados em caixas de contenção (Figura 71) e preenchidos com uma mistura líquida composta, de silicone e catalisador para então poder adquirir o formato dos modelos dos componentes.

Após o período de cura do silicone os modelos de acrílico foram retirados e então o processo de encapsulamento dos aquecedores pode ser iniciado.

O encapsulamento dos elementos responsáveis pela dissipação de calor dos componentes consistiu em três etapas.

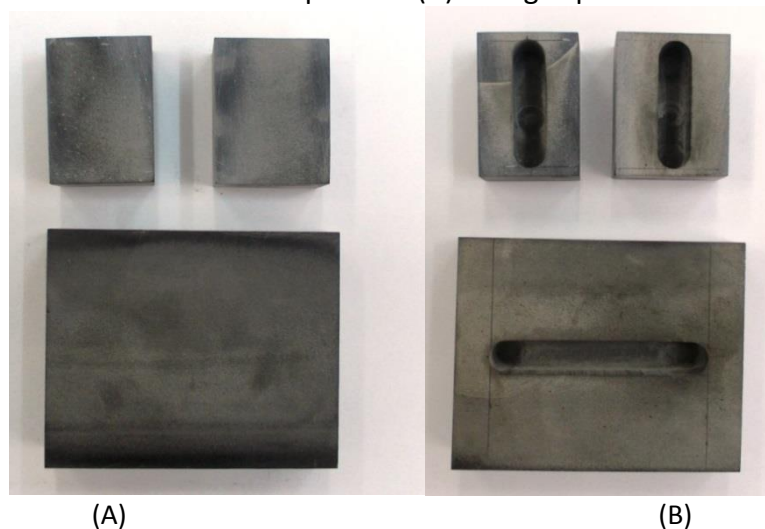
A primeira foi a de preencher os moldes de silicone em todo seu volume como pode ser observado na Figura 69, foram então deixados em repouso para cura parcial, após 12 horas a resina apresentou resistência suficiente para suportar os processos de usinagem para correção das imperfeições superficiais e abertura do rasgo que acomoda o aquecedor (Figura 70) então os mesmos foram devidamente posicionados no centro dos moldes, mas antes foi fixado no resistor um termopar para que a temperatura no mesmo pudesse ser monitorada, Figura 71, na Figura 72 é possível observar os três resistores devidamente posicionados em seus componentes e por fim então puderam ser cobertos pela resina.

Figura 69 – Preenchimento dos moldes com resina.



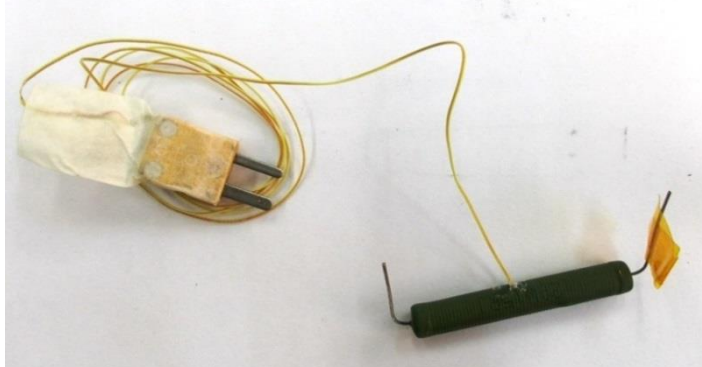
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 70 – Tratamento superficial (A) e rasgos para resistores (B).



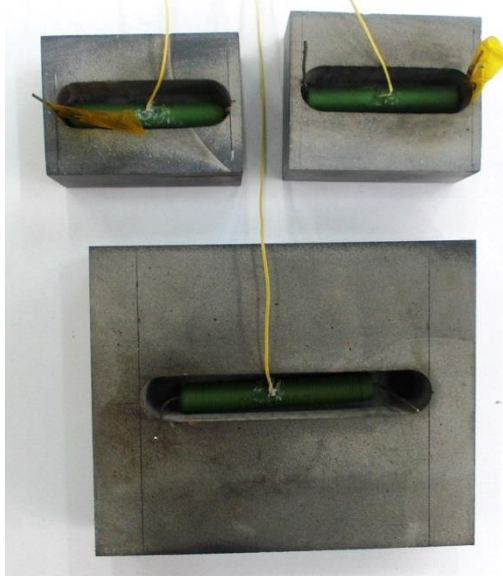
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 71 – Sensor de temperatura no centro do resistor.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 72 – Posicionamento dos aquecedores.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Após 72 horas (período de cura total da resina) os componentes estavam prontos. Finda esta etapa os componentes puderam então ser posicionados na placa para simulação.

B Análise de Incertezas Experimentais.

Como todo processo experimental envolve incertezas as mesmas tiveram que ser levantadas e devidamente estudadas de modo a garantir a confiabilidade e fidedignidade dos dados obtidos para estudo, esta análise é importante, pois mostram quais variáveis sofrem maior dependência umas das outras e como a multiplicação de erros pode ocorrer, servindo de base para ações corretivas nas mesmas.

B.1 Determinação das Incertezas das potências Térmicas.

Todos os resultados de medições são afetados por erros que devem ser tratados de forma conveniente. Considerando que os erros não podem ser perfeitamente conhecidos, pode-se afirmar que os resultados carregam uma incerteza.

Utilizando o procedimento descrito em Souza 2014 apud Holman (1994), podem-se analisar as incertezas das medidas experimentais fazendo uma análise cuidadosa das incertezas nas várias medidas experimentais preliminares. A incerteza do resultado da potência térmica transferida, definida por:

$$Q = Vi \quad (45)$$

é dada pela seguinte expressão:

$$z_{pot} = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial i} z_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial V} z_2 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (46)$$

Manipulando-se algebricamente, tem-se que:

$$z_{pot} = [(Vz_1)^2 + (iz_2)^2]^{1/2} \quad (47)$$

Onde: z_{pot} = incerteza experimental da potência térmica;

z_1 = incerteza experimental da tensão elétrica;

z_2 = incerteza experimental da corrente elétrica.

Para saber as incertezas da corrente elétrica e da tensão elétrica foi utilizado um multímetro de alta precisão. Foram comparados diversos valores de tensão e corrente. No pior caso a diferença entre a corrente medida pelo multímetro e a corrente indicada na fonte de alimentação foi de 0,1 A, enquanto que para a tensão essa diferença foi de 1,2 V. Portanto a incerteza experimental da corrente elétrica é 0,1 A e da tensão elétrica é 1,2 V.

Os valores da incerteza da potência térmica calculada de acordo com a Equação (47) são apresentados na Tabela 32. As perdas de calor através dos cabos foram estimadas menores que 1% e, portanto, desprezadas.

Tabela 32 - Incerteza das medidas de potência térmica.

Q (W)	V (V)	I (A)	$z_{pot}(W)$
3	3,5	0,90	0,75
5	7,6	0,65	1,09
10	10,7	0,94	1,55

Fonte: Dados do próprio autor.

B.1.1 Incerteza da temperatura

De acordo com especificações técnicas fornecidas pelo fabricante do sistema de aquisição de dados tem-se que o conjunto formado pelo módulo de aquisição e os termopares tipo K oferecem uma incerteza média de 0,5 °C. Assim para esta conferência bastou um processo simples de verificação da respectiva incerteza: os termopares foram colocados em um recipiente com água e gelo em estado de liquefação, a temperatura de 0°C encontrando assim variações de 0,49°C a 0,51 °C nos termopares analisados.

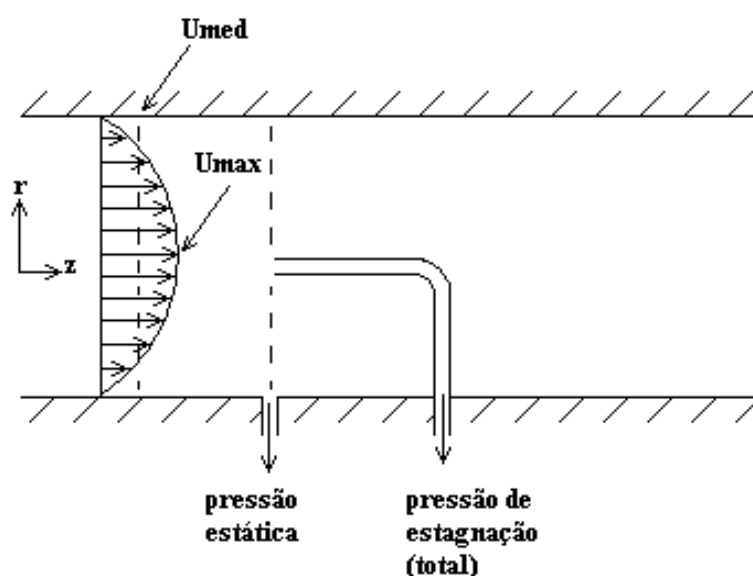
B.1.2 Incerteza da velocidade média

A análise de incerteza da velocidade é a mesma adotada por Souza (2014), devido à utilização do mesmo túnel de vento para as análises, o qual utilizou um Tubo de Pitot com manômetro inclinado, que funciona segundo os princípios a seguir.

Dado um escoamento interno em um tubo circular conforme a Figura 73 na parede onde a velocidade do fluido é nula a pressão estática pode ser aferida. Logo mais ao centro do tubo onde a velocidade tende a ser máxima tem-se a pressão de estagnação (total).

A pressão total medida no centro do tubo é a soma da pressão dinâmica decorrente da transformação da energia cinética do fluido com a pressão estática.

Figura 73 – Tubo de Pitot.



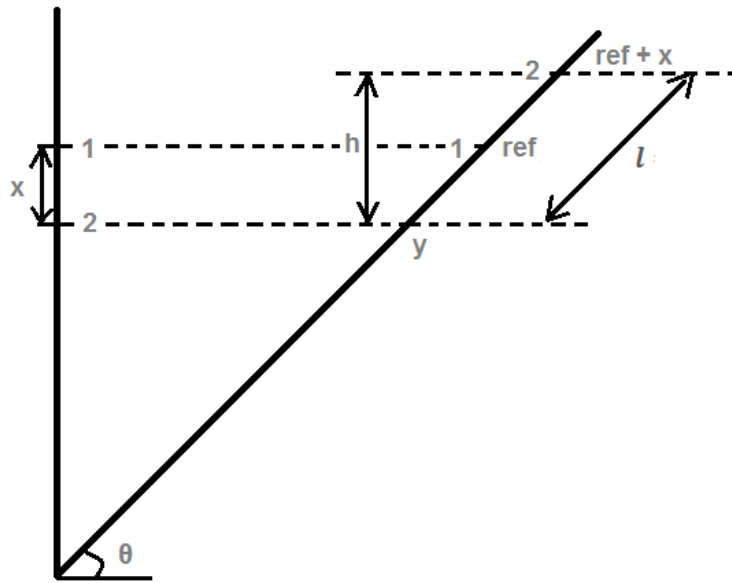
Fonte: Souza (2010).

As tomadas de pressão foram ligadas a um manômetro em “U” inclinado e água destilada como fluido manométrico utilizado. O Pitot foi localizado no centro do duto a 4,5 m de distância da entrada do mesmo, garantindo também que a sonda estivesse na região de escoamento completamente desenvolvido, ou seja, ao centro do duto, como visto na Figura 73.

Um esquema do manômetro em “U” inclinado é exibido na Figura 74. Segundo Souza (2014) a tomada de pressão dinâmica foi colocada na coluna vertical e na outra coluna a pressão estática. O algarismo 1 indica um nível de equilíbrio entre as pressões estática e dinâmica e este equilíbrio ocorre quando não há escoamento de ar dentro do duto.

O nível de equilíbrio muda para as posições indicadas pelo algarismo 2 quando é imposta uma vazão de ar constante através do duto. O nível de água desce x na coluna vertical e sobe x na inclinada (na direção do tubo) se os tubos do manômetro tiverem diâmetros internos iguais.

Figura 74 – Esquema do manômetro em “U” inclinado.



Fonte: Souza (2014).

Pela Figura 84 pode-se ver que:

$$\text{sen}(\theta) = \frac{x}{\text{ref} - y} \quad (48)$$

A Equação (48) pode ser reorganizada na forma:

$$y = \text{ref} - \frac{x}{\text{sen}(\theta)} \quad (49)$$

Pela Figura 84 pode ser visto que:

$$l = (\text{ref} + x) - y \quad (50)$$

Substituindo a Equação (49) na (50), tem-se:

$$l = x \left(1 + \frac{1}{\text{sen}(\theta)} \right) \quad (51)$$

Na Equação 50, se θ é igual a 90° então l será igual a $2x$ (caso do manômetro de colunas verticais), e se θ tender ao ângulo nulo l tenderá a infinito.

A relação entre a altura h e o comprimento l a partir da cota 2 (ou y) é:

$$h = l \sin(\theta) \quad (52)$$

Substituindo a Equação (51) na (52) e considerando $\theta > 0$, tem-se:

$$h = x(1 + \sin(\theta)) \quad (53)$$

Esta equação poderia ter sido obtida diretamente a partir da Figura 84 observando que:

$$\sin(\theta) = \frac{h - x}{x} \quad (54)$$

Sabe-se que, para um escoamento invíscido, incompressível e sem variação de elevação no qual o fluido é desacelerado até atingir a velocidade nula, a equação de Bernoulli leva a:

$$U_{m\acute{a}x} = \sqrt{\frac{2(p_0 - p)}{\rho_{ar}}} \quad (55)$$

Onde a diferença entre a pressão de estagnação (p_0) e a pressão estática (p) pode ser substituída pela pressão devido à diferença de altura entre as colunas do manômetro em “U” inclinado, assim:

$$U_{m\acute{a}x} = \sqrt{\frac{2\rho_{\acute{a}gua}gh}{\rho_{ar}}} = \sqrt{\frac{2\rho_{\acute{a}gua}gx(1 + \sin(\theta))}{\rho_{ar}}} \quad (56)$$

No qual h é a diferença de nível (m) de água entre as colunas do manômetro; x é o deslocamento (m) do menisco da coluna vertical do manômetro; θ é o ângulo de inclinação da outra coluna manométrica ajustado em 37° .

De acordo com Souza (2014) apud Schlichting (1979) as velocidades, média e máxima, do perfil de velocidade turbulento completamente desenvolvido, para dutos circulares lisos, podem ser relacionadas através da seguinte equação:

$$U_{med} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} U_{máx} \quad (57)$$

onde n é uma constante que deve ser escolhida conforme o número de Reynolds, que se baseia na velocidade média e no diâmetro do duto, da seguinte forma:

$$Re_D = \frac{U_{med} D}{\nu} \quad (58)$$

Sendo ν a viscosidade cinemática (m²/s) do fluido.

Para um escoamento incompressível ao longo de um volume de controle, com apenas uma entrada e uma saída, a vazão é a mesma. Assim, a velocidade média ($\bar{U}$) do escoamento na seção de testes é facilmente determinada através da seguinte equação:

$$\bar{U} = \frac{U_{med} \frac{\pi D^2}{4}}{HW} \quad (59)$$

H é a altura do canal na seção de testes e W é a largura do mesmo.

Ao analisar as equações que definem a velocidade nota-se que as variáveis operacionais são medidas geométricas, como o ângulo de inclinação de coluna manométrica e altura de nível de água com relação à referência. As medidas geométricas da seção do canal também foram consideradas variáveis operacionais. Para o cálculo da velocidade a partir da Equação 51 usando as Equações 48 e 49 (com n igual a 7) obtém-se a seguinte equação:

$$\bar{U} = \frac{98\pi}{480} \sqrt{\frac{2\rho_{\text{água}}g}{\rho_{\text{ar}}}} x^{1/2} (1 + \sin(\theta))^{1/2} \frac{D^2}{HW} \quad (60)$$

Esta equação pode ser reescrita como segue:

$$\bar{U}(x, y, z) = \bar{U} = A(xy)^{1/2}z \quad (61)$$

onde a constante A e as duas novas variáveis são:

$$A = \frac{98\pi}{480} \sqrt{\frac{2\rho_{\text{água}}g}{\rho_{\text{ar}}}} \quad (62)$$

$$y = 1 + \text{sen}(\theta) \quad (63)$$

$$z = \frac{D^2}{HW} \quad (64)$$

Souza (2014) afirma que ao aplicar a metodologia descrita por Holman (1994) na Equação 60 é possível encontrar a incerteza da velocidade média, conforme segue:

$$\delta \bar{U}^* = \left[\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial x} \delta x \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial y} \delta y \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial z} \delta z \right)^2 \right]^{1/2} \quad (61)$$

Para a Equação (61) definem-se as incertezas como sendo a metade da menor unidade das escalas dos instrumentos de medidas utilizados. Assim, $\delta x = 0,5 \text{ mm}$, $\delta y = (\pi/360) \text{ rad}$ e como z é função de D , H e W , que também tiveram como incerteza δx , segue que:

$$\delta z = \left[\left(\frac{\partial z}{\partial D} \right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial H} \right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial W} \right)^2 \right]^{1/2} |\delta x| \quad (62)$$

Para os cálculos foram utilizados os seguintes dados:

- água = 997 Kg/m³;
- ar = 1,1614 Kg/m³;
- W = 0,345 m;
- H = 0,06 m;
- g = 9,8 m/s²;
- θ = 37°;
- D = 0,047m;

Desta forma, foi obtida a seguinte tabela:

Tabela 33 - Incerteza das velocidades médias.

Velocidade (m/s)	Re	x (m)	$\delta \bar{U}^*$ (m/s)
1,0	6603	0,00654	0,041
2,0	9904	0,02532	0,045
3,0	13206	0,05603	0,062
4,0	16507	0,09851	0,082

Fonte: Souza (2014).

B.2 Propagação de Erro no Cálculo do Número de Nusselt

A incerteza do número de Nusselt é calculada como segue se não considerarmos a condutividade térmica uma fonte de incertezas:

$$\delta Nu = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial h} \delta h \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} \delta L \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (63)$$

Nesta equação $\delta L = \delta x$.

Determinamos então a potência dissipada pelo obstáculo ativo através de sua incerteza através da seguinte equação:

$$\delta q = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial h} \delta h \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} \delta L \right)^2 \right]^{1/2} \quad (64)$$