

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

LUCAS ANDRADE MILITÃO

**RESFRIAMENTO DE UM INVERSOR DE FREQUÊNCIA:
PROVA DE CONCEITO DE UMA NOVA GEOMETRIA
PARA APLICAÇÕES SUBMARINAS**

FLORIANÓPOLIS

2019

Lucas Andrade Militão

Resfriamento de um inversor de frequência: Prova de conceito de uma nova geometria para aplicações submarinas

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D.

Co-orientador: Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D.

Florianópolis
2019

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária
da UFSC.

Militão, Lucas Andrade

RESFRIAMENTO DE UM INVERSOR DE FREQUÊNCIA: PROVA
DE CONCEITO DE UMA NOVA GEOMETRIA PARA APLICAÇÕES
SUBMARINAS / Lucas Andrade Militão ; orientador,
Jader Riso Barbosa Júnior, coorientador, Alexandre
Kupka da Silva, 2019.

254 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2019.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Convecção Natural. 3.
Transferência de Calor. 4. Inversor de frequência.
5. Volumes Finitos. I. Riso Barbosa Júnior, Jader.
II. Kupka da Silva, Alexandre. III. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Lucas Andrade Militão

**RESFRIAMENTO DE UM INVERSOR DE FREQUÊNCIA: PROVA
DE CONCEITO DE UMA NOVA GEOMETRIA PARA APLICAÇÕES
SUBMARINAS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 14 de Março de 2019.

Prof. Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D. – Orientador

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D. – Coorientador

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng. - Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D. - Orientador

Prof. Marcelo Lobo Heldwein, Dr. sc. ETH

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr.Eng.

Prof. Saulo Guths, Dr.Eng.

Dedico este trabalho aos meus colegas de trabalho e familiares, que sempre estiveram do meu lado nos momentos de necessidade.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao Professor Jader, pela oportunidade de desenvolver esse trabalho, pela confiança e disponibilidade. Sempre que precisei de uma orientação, sugestão ou apoio, ele sempre esteve ali, nos momentos mais difíceis e nos de glória também. Difícilmente poderia ter escolhido um orientador melhor para realizar meu trabalho de mestrado. Um agradecimento também ao Professor Alexandre Kupka, pelos valiosos conselhos, pela confiança depositada e por acreditar neste trabalho.

Agradeço também ao Professor Marcelo Lobo e toda equipe do INEP pela orientação e ajuda no desenvolvimento deste trabalho. Sem o apoio de vocês, o caminho trilhado seria certamente mais difícil.

Sou extremamente grato ao Rafael Lima, o qual teve papel primordial no sucesso deste trabalho. Seus conselhos, opiniões e idéias, sempre proveitosas, embasadas na sua extensa experiência no laboratório, foram a luz em muitos momentos de escuridão. A sua proatividade em resolver os problemas que surgiam com força de vontade, determinação deve também ser destacada. Além de um excelente companheiro de trabalho, tornou-se também um amigo, o qual eu sei que posso contar em todos os momentos.

Agradeço em especial ao Diego dos Santos e ao Douglas Machado, que entraram para a equipe do projeto e deram uma nova tônica ao trabalho, preenchendo lacunas de conhecimento que possuía com relação ao mesmo, permitindo que se concluísse com qualidade e rapidez. A energia, força de vontade e espírito de trabalho em equipe que trouxeram consigo criaram um ambiente de trabalho perfeito para o sucesso em qualquer tarefa, por mais árdua que seja. Não poderia ter escolhido pessoas melhores para caminharem ao meu lado.

Ao Lucas Cercal Lazzaris, minha eterna gratidão por todos ensinamentos no campo da programação, por sempre me orientar e motivar da melhor maneira possível. Seu companheirismo e ombro amigo nas horas difíceis me ajudaram a seguir em frente com convicção e determinação no cumprimento das tarefas.

Ao Jorge Lubas, obrigado pela paciência, disponibilidade e por compartilhar todo o seu vasto conhecimento em eletrônica e automação, que possibilitaram construir a bancada experimental utilizada neste trabalho. Agradeço também ao Marcos Carangui, Márcio Demétrio, Luís Medeiros, Bruno Honnef, Ariel Rocha, Igor Grams, André Provensi, Isabel Janke, Marcus Vinícius, Rodolfo Espíndola, Joel Boeng pela amizade e tornar o POLO um excelente local de trabalho.

O desenvolvimento humano depende fundamentalmente da invenção. Ela é o produto mais importante de seu cérebro criativo. Seu objetivo final é o completo domínio da mente sobre o mundo material e o aproveitamento das forças da natureza em favor das necessidades humanas. (Nikola Tesla)

RESUMO

O inversor de frequência é um equipamento essencial ao funcionamento de instalações elétricas. Ele permite modular a carga dos motores, fazer uma partida suave e monitorar parâmetros elétricos relevantes. Um desafio na utilização de tal dispositivo em condições de operação típicas de aplicações submarinas é mantê-lo isolado eletricamente e com a temperatura do circuito de potência abaixo de 75°C. O presente trabalho então, propõe, através do uso de uma geometria inovadora para um invólucro contendo óleo isolante, uma opção viável e eficiente para o gerenciamento térmico de inversores de frequência submarinos. Através do uso de correlações de transferência de calor de convecção natural para corpos aquecidos em cavidades, foi desenvolvido um modelo de rede térmica para um invólucro de geometria anular. Este modelo, combinado a um algoritmo genético desenvolvido em linguagem Python, forneceu os valores ótimos dos parâmetros geométricos do invólucro capaz de resfriar um circuito de inversor de frequência NPC multinível, que dissipa 420 W de potência elétrica. A partir desses valores, um protótipo de invólucro e um circuito de potência representativo foram construídos com a finalidade de validar o modelo desenvolvido e avaliar o novo conceito de sistema de resfriamento por imersão direta. Os resultados obtidos com o modelo de rede térmica acoplado a um *solver* de volumes finitos para estimar distribuição de temperaturas nas placas do inversor se mostraram satisfatórios, uma vez que, sem a adoção de nenhum parâmetro de ajuste para calibrar o modelo, a temperatura nas placas de circuito não superou 64,9°C e a temperatura estimada para os componentes eletrônicos através do modelo apresentou um desvio máximo de 7,2°C (acima da temperatura obtida experimentalmente). Por fim, o desenvolvimento de uma correlação simplificada apresentou um desvio máximo nos números de Nusselt e Rayleigh de 14,3% e 5,6%, o que comprova a eficácia dos métodos de análise desenvolvidos na dissertação.

Palavras-chave: Convecção natural, transferência de calor, inversor de frequência, volumes finitos, algoritmo genético.

ABSTRACT

The frequency inverter is an essential equipment for the operation of electrical installations. It allows one to modulate the load of motors, make a smooth start and monitor relevant electrical parameters. A challenge in using such a device under typical underwater application operating conditions is to keep it insulated electrically and the power circuit temperature below 75 °C. The present work proposes, through the use of an innovative geometry for an enclosure containing insulating oil, a viable and efficient option for the thermal management of underwater frequency inverters. Through the use of natural convection heat transfer correlations for heated bodies inside sealed cavities, a thermal network model was developed for an annulus-shaped enclosure. This model, combined with a genetic algorithm developed in Python language, provided the optimum values of the geometric parameters of the enclosure capable of cooling a multi-frequency NPC frequency inverter circuit, which dissipates 420 W of electrical power. From these values, a prototype enclosure and a representative power circuit were constructed with the purpose of validating the developed model and evaluating the new concept of direct immersion cooling system. The results obtained with the thermal network model coupled to a finite volume solver to estimate the temperature distribution on the inverter circuit board were satisfactory, since, without the adoption of any fitting parameters to calibrate the model, the circuit board temperature did not exceed 64.9 °C and the model temperature for the electronic components showed a maximum deviation of 7.2 °C (above the temperature experimentally obtained). Finally, the development of a simplified correlation presented a maximum deviation in the Nusselt and Rayleigh numbers of 14.3% and 5.6%, which proves the efficacy of the analysis methods developed in the dissertation.

Keywords: Natural Convection, heat transfer, frequency inverter, finite volume, genetic algorithm.

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1.1- Ilustração de uma rede de alimentação submarina. Fonte: Parente (2015).</i>	13
<i>Figura 1.2 - Inversor de frequência submarino SIEMENS. Fonte: Parente (2015).</i>	15
<i>Figura 1.3- Inversores de frequência NEBB. Inversor de 45 kW à esquerda e de 4 kW à direita. Fonte: NEBB, 2018.</i>	16
<i>Figura 2.1-Circuito de um inversor de frequência trifásico NPC multinível. Fonte: Supplier (2017)</i>	19
<i>Figura 2.2 - Estrutura de um IGBT com empacotamento por pressão comercial (à esquerda) e o conceito de adaptação para tolerância a pressões altas(direita). Fonte: Pittini et. al(2011).</i>	23
<i>Figura 2.3 – Falhas nos componentes após exposição à elevada pressão hidrostática; esquerda: capacitor no IGBT gate driver; centro: módulo IGBT comercial sem modificações; direita: IGBT modificado para tolerar altas pressões. Fonte: Pittini et. al (2011).</i>	23
<i>Figura 2.4- Inversor de frequência com duplo invólucro. (2) Circuito do Inversor de frequência, (3) Eletrônica de controle, (4) Motor trifásico, (5) Transformador de tensão, (21) Invólucro estanque principal, (23) Solo marinho (24) Invólucro estanque secundário, (25) Compartimento a ar com pressão compensada, (26/27) Óleo isolante elétrico. Fonte: Boe (2008).</i>	24
<i>Figura 2.5- Inversor de frequência com invólucro único. (1) Conjunto do Inversor de frequência, (3) Eletrônica de controle, (4) Motor trifásico, (5) Transformador de tensão, (22) Água do mar, (25) Compartimento a ar com pressão compensada, (26) Óleo isolante elétrico, (29) Compensador de volume. Fonte: Boe (2008).</i>	25
<i>Figura 2.6- Conversor de frequência submarino proposto por Aarskog (2015). (10) Conversor de frequência, (11) Invólucro principal, (12,16,17) Penetradores para conexões elétricas, (18,22,23) Conexões elétricas, (20) Fases com tensões mais baixas, (26-29) Módulos dos inversores de frequência, (24) Compensador de pressão para o invólucro principal, (25) Furo de preenchimento ou drenagem, (30) Transformador, (31) Circuito de controle. Fonte: Aarskog(2015).</i>	26
<i>Figura 2.7- Módulo de inversão proposto por Aarskog (2015). (26) Módulo do inversor de frequência, (41) Alimentação trifásica de corrente alternada, (42) Retificador trifásico, (43) Banco de capacitores DC link, (44) Módulo dos transistores IGBT, (45) Saída monofásica, (46) Invólucro do módulo de inversão, (47) Furo de preenchimento ou drenagem, (48) Compensador de pressão, (49,50,52) Penetrador para</i>	

<i>conexões elétricas, (53) Dissipador de calor, (54) Parede do invólucro. Fonte: Aarskog (2015).</i>	27
<i>Figura 2.8- Sistema de resfriamento para inversor de frequência submarino proposto por Gradinger e Laneryd (2016). (1) Sistema eletrônico submarino, (2) Invólucro, (3) Fluido dielétrico, (1a-4a) Módulos eletrônicos contendo transistores ou outros semicondutores, (1b-4b) Módulos eletrônicos contendo capacitores, (16) Fluxo primário, (17) Placa separadora, (18) Fluxo secundário, (19) Componente de empuxo, (22) Trocador de calor secundário, (23) Trocador de calor terciário, (30) Terminal de alimentação, (39) Terminal de controle, (52) Seção secundária, (54) Seção primária. Fonte: Gradinger e Laneryd (2016).</i>	28
<i>Figura 2.9 - Posição dos componentes eletrônicos no problema de transferência de calor analisado por Dorkel (1996). Todas as dimensões são dadas em milímetros. Fonte: Dorkel (1996).</i>	30
<i>Figura 2.10- Distribuição de temperatura em graus Celsius obtida analiticamente para um circuito de potência em regime permanente. Potência dissipada: IGBT 1=140 W, IGBT 2=120 W, IGBT 3=100 W, IGBT 4=130 W; Diodo 1=70 W, Diodo 2=60 W, Diodo 3= 75 W e Diodo 4=80 W. Fonte: Dorkel (1996).</i>	31
<i>Figura 2.11 - Temperatura do IGBT Sx1 analisado por Reichl et al. (2015) sob diferentes intensidades de pulso,numérica e experimentalmente. Fonte: Adaptado de Reichl et al. (2015).</i>	32
<i>Figura 2.12- Comparação da temperatura medida na junção do IGBT para 250 ciclos de chaveamento. A frequência de chaveamento é de 10 kHz e a tensão é de 300V. Fonte: Adaptado de Du et al. (2010).</i>	33
<i>Figura 2.13 - Convecção natural em uma cavidade com paredes isotérmicas, com base e topo adiabáticos. Fonte: Autor.</i>	35
<i>Figura 2.14 - Influência da geometria da cavidade na transferência de calor no seu interior. Fonte: Adaptado de BEJAN (1995).</i>	38
<i>Figura 2.15 – Comparação entre os dados para corpos internos isotérmicos e não isotérmicos de diferentes tamanhos. Fonte: Adaptado de Warrington e Powe (1985).</i>	40
<i>Figura 2.16- Número de Nusselt médio para uma cavidade quadrada com diferentes razões de aspecto, $Ra = 106$ e com a fonte de calor em diferentes posições:(a) fonte centralizada (b) fonte entre o centro e o canto esquerdo (c) fonte entre o centro e o canto direito. Fonte: Ntiburafata et al. (1993).</i>	41
<i>Figura 2.17- Cavidade côncava e corpo convexo isotermos considerados para o modelo de Teertstra et al. (2004). Fonte: Adaptado de Teertstra et al. (2004).</i>	42

<i>Figura 2.18- Composição dos limites assintóticos de transferência de calor no interior da cavidade. Fonte: Teertrstra et al. (2006).</i>	44
<i>Figura 2.19- Dissipador de aletas retas longitudinais considerado por Culham et al. (1995). Fonte: Autor.</i>	51
<i>Figura 2.20 – Comparação de resultados obtidos para um dissipador de calor de aletas longitudinais retas de $150 \times 220 \times 9,5$ mm. Fonte: Culham et al. (1995).</i>	52
<i>Figura 3.1 – Geometria proposta para o sistema de resfriamento. Fonte: Autor.</i>	56
<i>Figura 3.2 - Célula da cavidade a ser considerada pelo modelo matemático. Fonte: Autor.</i>	57
<i>Figura 3.3 – Rede térmica para uma célula unitária da cavidade anular com uma placa com taxa de dissipação de calor prescrita. Fonte: Autor.</i>	58
<i>Figura 3.4– Nomenclatura utilizada para os nós, áreas e coeficiente de transferência de calor nas paredes do invólucro. Fonte: Autor.</i>	60
<i>Figura 3.5- Indicação das áreas ponderadas da célula utilizadas na rede térmica. Fonte: Autor.</i>	61
<i>Figura 3.6- Sistema de equações obtido a partir da rede térmica do sistema de resfriamento.</i>	69
<i>Figura 3.7-Fluxograma do algoritmo genético de otimização.</i>	73
<i>Figura 3.8- Teste de convergência populacional para o algoritmo genético desenvolvido.</i>	74
<i>Figura 3.9- Histórico do custo mínimo ao longo das gerações do algoritmo genético.</i>	76
<i>Figura 3.10 - Placa de alumínio com fluxo prescrito de calor e fluxo convectivo nas faces externas.</i>	78
<i>Figura 3.11- Volume de controle tridimensional utilizado como referência para a dedução das equações algébricas discretizadas. Fonte: Cavalcante et al. (2010).</i>	79
<i>Figura 3.12- Malha genérica para o domínio em análise.</i>	80
<i>Figura 3.13- Fluxograma do algoritmo de volumes finitos.</i>	85
<i>Figura 3.14- Problema de transferência de calor considerado para a validação do código. Fonte: Ellison (2011).</i>	86
<i>Figura 3.15- Distribuição de temperatura em graus Celsius na placa de alumínio no plano $z=0$, para a solução analítica.</i>	88
<i>Figura 3.16- Distribuição de temperatura em graus Celsius na placa de alumínio no plano $z=0$, para a solução numérica.</i>	89
<i>Figura 3.17- Distribuição do desvio de temperatura em graus Celsius, entre a solução analítica e numérica, na placa de alumínio no plano $z=0$.</i>	89

<i>Figura 3.18- Distribuição de temperatura nas três coordenadas de z, em ordem crescente, da esquerda pra direita, para a malha de 1mm.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 3.19 - Distribuição de temperatura nas três coordenadas de z, em ordem crescente, da esquerda pra direita, para a malha de 2mm.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 3.20 - Distribuição de temperatura nas três coordenadas de z, em ordem crescente, da esquerda pra direita, para a malha de 4mm.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 4.1- Invólucro em acrílico montado.....</i>	<i>93</i>
<i>Figura 4.2 - Resistor de 100 W utilizado nas placas de circuito.</i>	<i>94</i>
<i>Figura 4.3- Placa de circuito com os resistores AP-101 montados.</i>	<i>94</i>
<i>Figura 4.4- Dimensões do dissipador de alumínio, em milímetros, utilizado na bancada.....</i>	<i>95</i>
<i>Figura 4.5- Vista isométrica da barra de suporte das placas de circuito.</i>	<i>96</i>
<i>Figura 4.6- Conjunto de dissipadores montado.</i>	<i>96</i>
<i>Figura 4.7- Sistema final montado.</i>	<i>97</i>
<i>Figura 4.8- Tanque de vidro preenchido com água.....</i>	<i>98</i>
<i>Figura 4.9-Diagrama esquemático do circuito de água da bancada experimental.....</i>	<i>99</i>
<i>Figura 4.10- Diagrama elétrico da bancada experimental.</i>	<i>101</i>
<i>Figura 4.11- Nomenclatura dos pontos de medição experimentais localizados nas paredes do invólucro.</i>	<i>102</i>
<i>Figura 4.12- Nomenclatura dos pontos de medição experimentais localizados nos fluidos.</i>	<i>103</i>
<i>Figura 4.13- Nomenclatura dos pontos de medição experimentais localizados nos dissipadores.....</i>	<i>103</i>
<i>Figura 4.14- Dissipadores que foram instrumentados na bancada experimental.....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 4.15- Pontos de medição nas paredes do invólucro e fluidos - Vista lateral.....</i>	<i>105</i>
<i>Figura 4.16- Pontos de medição nas paredes do invólucro e fluidos - Vista superior.....</i>	<i>105</i>
<i>Figura 4.17- Pontos medição nas paredes do invólucro e fluidos - Vista inferior.</i>	<i>106</i>
<i>Figura 4.18- Pontos de medição nos dissipadores - Vista frontal.</i>	<i>106</i>
<i>Figura 4.19- Pontos de medição nos dissipadores- Parte traseira. ...</i>	<i>107</i>
<i>Figura 4.20- Posicionamento dos RTDs no dissipador de alumínio. .</i>	<i>108</i>
<i>Figura 4.21 - Fixação dos RTDs nas paredes de acrílico do invólucro.</i>	<i>108</i>
<i>Figura 4.22- Rede térmica para cálculo da temperatura na superfície do dissipador.....</i>	<i>111</i>

<i>Figura 5.1- Temperaturas da água no tanque para a temperatura de referência de 10°C.....</i>	<i>118</i>
<i>Figura 5.2- Temperaturas da água no tanque para a temperatura de referência de 15°C.....</i>	<i>119</i>
<i>Figura 5.3- Temperaturas da água no tanque para a temperatura de referência de 20°C.....</i>	<i>119</i>
<i>Figura 5.4- Temperaturas da água no tanque para a temperatura de referência de 25°C.....</i>	<i>120</i>
<i>Figura 5.5- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes externas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 10°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.....</i>	<i>122</i>
<i>Figura 5.6- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes externas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 15°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.....</i>	<i>123</i>
<i>Figura 5.7- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes externas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 20°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.....</i>	<i>124</i>
<i>Figura 5.8- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes externas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 25°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 5.9- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes internas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 10°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o</i>	

<i>Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.</i>	127
<i>Figura 5.10- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes internas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 15°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.</i>	128
<i>Figura 5.11- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes internas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 20°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.</i>	129
<i>Figura 5.12- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes internas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 25°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.</i>	130
<i>Figura 5.13- Comparação entre as temperaturas teóricas e experimentais do óleo isolante para uma temperatura de referência da água de 10°C.</i>	132
<i>Figura 5.14- Comparação entre as temperaturas teóricas e experimentais do óleo isolante para uma temperatura de referência de 15°C.</i>	132
<i>Figura 5.15- Comparação entre as temperaturas teóricas e experimentais do óleo isolante para uma temperatura de referência de 20°C.</i>	133
<i>Figura 5.16- Comparação entre as temperaturas teóricas e experimentais do óleo isolante para uma temperatura de referência de 25°C.</i>	133
<i>Figura 5.17- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 10°C.</i>	135
<i>Figura 5.18- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 10°C.</i>	135
<i>Figura 5.19- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 15°C.</i>	136
<i>Figura 5.20- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 2 para uma temperatura de referência da água de 15°C.</i>	136

<i>Figura 5.21- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 20°C.</i>	<i>137</i>
<i>Figura 5.22- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 2 para uma temperatura de referência da água de 20°C.</i>	<i>137</i>
<i>Figura 5.23- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 25°C.</i>	<i>138</i>
<i>Figura 5.24- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 2 para uma temperatura de referência da água de 25°C.</i>	<i>138</i>
<i>Figura 5.25- Comparação numérico-experimental das temperaturas obtidas para a superfície do Conjunto de Dissipadores 1.</i>	<i>141</i>
<i>Figura 5.26- Comparação numérico-experimental das temperaturas obtidas para a superfície do Conjunto de Dissipadores 2.</i>	<i>141</i>
<i>Figura 5.27- Comparação entre temperaturas obtidas experimentalmente e numericamente para os dois conjuntos de dissipadores, para uma temperatura de referência da água de 10°C. (a)Temperaturas próximas aos resistores obtidas através do modelo de volumes finitos. (b) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 2.....</i>	<i>143</i>
<i>Figura 5.28- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e numericamente para os dois conjuntos de dissipadores, para uma temperatura de referência da água de 15°C. (a)Temperaturas próximas aos resistores obtidas através do modelo de volumes finitos. (b) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 2.</i>	<i>144</i>
<i>Figura 5.29- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e numericamente para os dois conjuntos de dissipadores, para uma temperatura de referência da água de 20°C. (a)Temperaturas próximas aos resistores obtidas através do modelo de volumes finitos. (b) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 2.....</i>	<i>145</i>
<i>Figura 5.30- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e numericamente para os dois conjuntos de dissipadores, para uma temperatura de referência da água de 25°C. (a)Temperaturas próximas aos resistores obtidas através do modelo de volumes finitos. (b) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 2.</i>	<i>146</i>

<i>Figura 5.31- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 1 e temperatura ambiente de 10°C.....</i>	<i>148</i>
<i>Figura 5.32- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 1 e temperatura ambiente de 15°C.....</i>	<i>148</i>
<i>Figura 5.33- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 1 e temperatura ambiente de 20°C.....</i>	<i>149</i>
<i>Figura 5.34- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 1 e temperatura ambiente de 25°C.....</i>	<i>149</i>
<i>Figura 5.35- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 2 e temperatura ambiente de 10°C.....</i>	<i>150</i>
<i>Figura 5.36- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 2 e temperatura ambiente de 15°C.....</i>	<i>150</i>
<i>Figura 5.37- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 2 e temperatura ambiente de 20°C.....</i>	<i>151</i>
<i>Figura 5.38- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 2 e temperatura ambiente de 25°C.....</i>	<i>151</i>
<i>Figura 5.39- Representação gráfica da correlação obtida experimentalmente para o número de Nusselt no interior do invólucro.</i>	<i>153</i>
<i>Figura 5.40- Gráfico correlacionando o Nusselt obtido pelo modelo e o experimental, para todos os pontos de operação.....</i>	<i>155</i>
<i>Figura A.1- Controles da bancada para partida/parada do circuito de água, controle de vazão e temperatura.</i>	<i>172</i>
<i>Figura A.2- Recipiente de poliacetal e acrílico e balança de precisão utilizados na calibração do fluxímetro.</i>	<i>172</i>
<i>Figura A.3- Fonte de corrente contínua utilizada para a calibração do fluxímetro.</i>	<i>173</i>
<i>Figura A.4- Fluxímetro instalado na bancada de calibração.....</i>	<i>173</i>
<i>Figura A.5- Diagrama elétrico da primeira calibração dos transdutores.</i>	<i>176</i>
<i>Figura A.6- Wattímetro digital Yokogawa® utilizado na calibração dos transdutores.</i>	<i>177</i>
<i>Figura A.7- Circuito de calibração montado para os transdutores. ..</i>	<i>177</i>

<i>Figura A.8- Diagrama elétrico da segunda calibração dos transdutores.</i>	179
<i>Figura A.9 - Circuito elétrico utilizado para a calibração do transdutor número dois.</i>	180
<i>Figura A.10- Banho termostático Thermo Scientific® G50 utilizado para calibração.</i>	182
<i>Figura A.11- Instrumento de medição Testo® 753-1 utilizado para a calibração.</i>	184
<i>Figura A.12- Sonda de alta precisão PT100 de imersão.</i>	184
<i>Figura A.13- Suporte de poliacetal com RTDs e a sonda de precisão posicionados para a calibração.</i>	185
<i>Figura A.14 - RTD utilizado na bancada experimental.</i>	186
<i>Figura A.15- Termopar Tipo T, Cobre-Constantan.</i>	186
<i>Figura A.16- Béquer de vidro utilizado na calibração.</i>	187
<i>Figura A.17- Banho termostático com os RTDs e a sonda posicionados para calibração.</i>	188

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1.1- Condições ambientais para o funcionamento dos inversores de frequência submarinos. Fonte: Adaptado de Parente (2015).</i>	14
<i>Tabela 1.2- Requisitos técnicos para o projeto do protótipo.</i>	17
<i>Tabela 2.1- Comparação dos dados obtidos por Teertstra et al. (2004) analiticamente e experimentalmente para diversas configurações de cavidade. Fonte: Adaptado de Teertstra et al. (2004).</i>	49
<i>Tabela 3.1 - Faixa de valores dos parâmetros geométricos do algoritmo genético.</i>	72
<i>Tabela 3.2- Custo mínimo para cada uma das medidas do algoritmo genético.</i>	75
<i>Tabela 3.3- Valores dos parâmetros para configuração ótima do sistema.</i>	75
<i>Tabela 3.4- Dimensões finais do invólucro do sistema de demonstração do conceito.</i>	77
<i>Tabela 3.5- Parâmetros de simulação do código dos volumes finitos.</i>	84
<i>Tabela 3.6- Temperatura no centro da placa para diferentes números de termos considerados na série de Fourier.</i>	88
<i>Tabela 3.7- Resultados do teste de convergência de malha.</i>	92
<i>Tabela 5.1- Resíduo de balanço energético para todos os pontos do modelo de rede térmica.</i>	115
<i>Tabela 5.2- Resíduo de balanço energético para o modelo de volumes finitos.</i>	116
<i>Tabela 5.3- Condições de contorno para todos os pontos de operação da bancada experimental.</i>	117
<i>Tabela 5.4- Desvios percentuais no número de Nusselt para todos os pontos analisados.</i>	154
<i>Tabela 5.5- Desvios percentuais no número de Rayleigh para todos os pontos.</i>	154
<i>Tabela 5.6- Valores do coeficiente de transferência de calor obtidos experimentalmente para todos os pontos de operação da bancada.</i>	156
<i>Tabela 5.7- Valores do coeficiente de transferência de calor obtidos analiticamente para todos os pontos de operação da bancada.</i>	157
<i>Tabela A.1- Dados do Wattímetro Yokogawa WT500.</i>	175
<i>Tabela A.2- Dados técnicos do Wattímetro Yokogawa WT333.</i>	180
<i>Tabela A.3- Curvas de calibração para os transdutores de potência.</i>	181
<i>Tabela A.4-Dados técnicos do Banho Termostático Thermo Scientific® G50.</i>	183
<i>Tabela A.5 - Dados técnicos do instrumento de medição Testo® 735 e sonda PT100.</i>	183

<i>Tabela A.6- Dados técnicos do RTD SA1-RTD-4W-80, da marca Omega®.</i>	185
<i>Tabela A.7- Ficha técnica dos termopares Tipo T utilizados.</i>	186
<i>Tabela A.8- Curvas de calibração para os transdutores localizados nos dissipadores.</i>	190
<i>Tabela A.9- Curvas de calibração para os transdutores posicionados nas paredes e nas placas.</i>	191
<i>Tabela A.10- Curvas de calibração para os transdutores posicionados nos fluidos.</i>	192
<i>Tabela A.11- Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 10°C.</i>	193
<i>Tabela A.12- Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 15°C.</i>	194
<i>Tabela A.13- Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 20°C.</i>	195
<i>Tabela A.14- Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 25°C.</i>	196
<i>Tabela A.15-Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nas paredes e placas, para uma temperatura ambiente de 10°C.</i>	197
<i>Tabela A.16-Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nas paredes e placas, para uma temperatura ambiente de 15°C.</i>	198
<i>Tabela A.17-Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nas paredes e placas, para uma temperatura ambiente de 20°C.</i>	199
<i>Tabela A.18-Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nas paredes e placas, para uma temperatura ambiente de 25°C.</i>	200
<i>Tabela A.19- Desvio Padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos fluidos, para uma temperatura ambiente de 10°C.</i>	201
<i>Tabela A.20- Desvio Padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos fluidos, para uma temperatura ambiente de 15°C.</i>	201

<i>Tabela A.21- Desvio Padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos fluidos, para uma temperatura ambiente de 20°C.</i>	202
<i>Tabela A.22- Desvio Padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos fluidos, para uma temperatura ambiente de 25°C.</i>	202
<i>Tabela C.1 - Incertezas dos parâmetros geométricos e da área molhada do conjunto de dissipadores.</i>	210
<i>Tabela C.2 - Temperaturas e incertezas expandidas para os pontos localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 10°C.</i>	212
<i>Tabela C.3 - Temperaturas e incertezas expandidas para os pontos localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 15°C.</i>	213
<i>Tabela C.4 - Temperaturas e incertezas expandidas para os pontos localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 20°C.</i>	214
<i>Tabela C.5 - Temperaturas e incertezas expandidas para os pontos localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 25°C.</i>	215
<i>Tabela C.6 - Temperaturas e incertezas expandidas das temperaturas nas paredes do invólucro e placas de circuito para temperatura externa de 10°C.</i>	216
<i>Tabela C.7 - Temperaturas e incertezas expandidas das temperaturas nas paredes do invólucro e placas de circuito para temperatura externa de 15°C.</i>	217
<i>Tabela C.8 - Temperaturas e incertezas expandidas das temperaturas nas paredes do invólucro e placas de circuito para temperatura externa de 20°C.</i>	218
<i>Tabela C.9 - Temperaturas e incertezas expandidas das temperaturas nas paredes do invólucro e placas de circuito para temperatura externa de 25°C.</i>	219
<i>Tabela C.10 - Temperaturas e incertezas expandidas para a temperatura média ponderada das paredes adjacentes aos conjuntos de dissipadores.</i>	220
<i>Tabela C.11 - Potência dissipada e incertezas expandidas para todos os pontos experimentais.</i>	221
<i>Tabela C.12 - Propriedades do óleo isolante e incertezas expandidas associadas, para todos os pontos experimentais para o Conjunto de Dissipadores I.</i>	224

<i>Tabela C.13 - Propriedades do óleo isolante e incertezas expandidas associadas, para todos os pontos experimentais para o Conjunto de Dissipadores 2.</i>	<i>225</i>
<i>Tabela C.14 - Número de Nusselt e incertezas expandidas para todos os pontos experimentais considerados.</i>	<i>227</i>
<i>Tabela C.15 - Número de Rayleigh e incertezas expandidas para todos os pontos experimentais considerados.</i>	<i>228</i>

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

E.B- Balanço Energético

IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

IGBT- Transistor de Potência (Insulated Gate Bipolar Transistor)

RTD- Termoresistência(Resistance Temperature Detector)

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos gregos

- α - Difusividade térmica [m^2/s]
- β - Coeficiente de expansão volumétrica térmica [$1/K$]
- δ_T – Espessura da camada limite térmica [m]
- ν -Viscosidade cinemática [m^2/s]
- π – Pi
- ρ – Densidade [kg/m^3]

Símbolos gerais

- A -Área [m^2]
- Ar - Razão de aspecto
- b - Distância entre o corpo interno e a parede da cavidade [m]
- c_p -Calor específico a pressão constante [$J/kg.K$]
- E_{on} - Energia dissipada durante o acionamento [J]
- E_{off} - Energia dissipada no desligamento [J]
- E_{rec} - Energia perdida na reversão do diodo [J]
- f_{ch} - Frequência de chaveamento [Hz]
- g -Aceleração da gravidade [m/s^2]
- G - Função de gravidade
- Gr - Número de Grashof
- h -Coeficiente de transferência de calor [$W/m^2.K$]
- H - Altura [m]
- I_{rms} - Corrente efetiva [A]
- I_{av} - Corrente média no componente [A]
- k -Condutividade térmica [$W/m.K$]
- k_c -Condutividade térmica do acrílico [$W/m.K$]
- Nu - Número de Nusselt
- Pr - Número de Prandtl
- R - Raio [m]
- r_c - Resistência do componente [Ω]
- Ra - Número de Rayleigh
- Re - Número de Reynolds
- S^* - Fator de condução de forma
- t - Espessura [m]
- T - Temperatura [$^{\circ}C$]
- T_{amb} - Temperatura ambiente [$^{\circ}C$]

P - Potência dissipada [W]
 P_t - Potência total dissipada no circuito [W]
 P_c - Perdas condutivas [W]
 P_{ch} - Perdas por chaveamento [W]
 P_{ct} - Perdas condutivas do transistor [W]
 P_{cd} - Perdas condutivas do diodo [W]
 P_{cht} - Perdas por chaveamento do transistor [W]
 P_{chd} - Perdas por chaveamento do diodo [W]
 P_{out} - Potência elétrica do componente [W]
 Q - Quantidade de calor dissipado [W]
 t - Espessura [m]
 u_0 - Tensão no componente no estado de zero corrente [V]
 U_{nom} - Tensão de entrada nominal [V]
 v - Velocidade do fluido [m/s]
 W - Largura [m]
 x - Coordenada x dos eixos cartesianos [m]
 y - Coordenada y dos eixos cartesianos [m]
 z - Coordenada z dos eixos cartesianos [m]

Subíndices

$\sqrt{A_i}$ - Raiz da área molhada
 ac - Acrílico
 bl - Regime da camada limite
 H - Vertical
 i - Corpo Interno
 m - Região central do dissipador
 L - Horizontal
 o - Invólucro
 pr - Pasta de prata
 res - Resina epóxi
 se - Parede superior externa
 si - Parede superior interna
 t - Região atrás do dissipador ou no duto interno do invólucro
 tr - Regime de transição

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1 OBJETIVOS.....	17
1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1 INVERSORES DE FREQUÊNCIA.....	19
2.2 ELETRÔNICA DE POTÊNCIA EM APLICAÇÕES SUBMARINAS	22
2.3 DIRETRIZES PARA A MODELAGEM DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE CIRCUITOS DE POTÊNCIA 29	
2.4 CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADES APLICADA AO RESFRIAMENTO DE CIRCUITOS DE POTÊNCIA	34
2.5 DISSIPADORES DE CALOR	50
2.6 FECHAMENTO E OBJETIVOS ESPECÍFICOS	53
3 MODELO MATEMÁTICO.....	55
3.1 MODELO DE REDE TÉRMICA	55
3.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO DA REDE TÉRMICA.	68
3.3 DIMENSIONAMENTO DE UM INVÓLUCRO DE TESTES USANDO ALGORITMOS GENÉTICOS.....	71
3.4 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS NO DISSIPADOR DE CALOR.....	77
4 ANÁLISE EXPERIMENTAL	93
4.1 BANCADA EXPERIMENTAL.....	93
4.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E CONDIÇÕES DE TESTE	110

4.3	CÁLCULO DA TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE DO DISSIPADOR E DOS PARÂMETROS ADIMENSIONAIS	111
5	RESULTADOS	115
5.1	CONDIÇÕES DE CONTORNO: POTÊNCIA DISSIPADA E TEMPERATURA DA ÁGUA NO TANQUE	116
5.2	TEMPERATURAS DA PAREDE DO INVÓLUCRO.....	121
5.2.1	Temperaturas nas paredes externas.....	121
5.2.2	Temperaturas nas paredes internas	126
5.3	TEMPERATURAS DO ÓLEO ISOLANTE	131
5.4	TEMPERATURAS NOS CONJUNTOS DE DISSIPADORES	134
5.4.1	Resultados experimentais	134
5.4.2	Resultados do modelo	140
5.5	CORRELAÇÕES.....	152
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	159
6.1	MELHORIAS E TRABALHOS FUTUROS	160
	REFERÊNCIAS.....	163
	APÊNDICE A –CALIBRAÇÃO E REPETIBILIDADE	171
A.1.	CALIBRAÇÃO DO MEDIDOR DE VAZÃO	171
A.2.	CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE POTÊNCIA	174
A.3.	CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES E RTDS.....	182
	APÊNDICE B – PROPRIEDADES DOS FLUIDOS.....	205
	APÊNDICE C – ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	207
C.1.	DEFINIÇÕES	207

C.2.	INCERTEZA DOS PARÂMETROS MEDIDOS	209
C.2.1.	Parâmetros geométricos.....	209
C.2.2.	Temperatura	210
C.2.3.	Potência	221
C.3.	INCERTEZA DAS PROPRIEDADES	222
C.4.	INCERTEZA DOS PARÂMETROS ADIMENSIONAIS .	226
C.4.1.	Número de Nusselt (<i>Nu</i>)	226
C.4.2.	Número de Rayleigh (<i>Ra</i>).....	226

1 INTRODUÇÃO

A indústria do petróleo, motivada pela necessidade de encontrar novos pontos de extração de combustíveis fósseis, tem explorado águas cada vez mais profundas. Um grande obstáculo presente nessa jornada é a elevada distância entre os pontos de extração e as plataformas suspensas onde se encontram os equipamentos que fornecerão a energia elétrica para o funcionamento dos equipamentos mecânicos, como bombas e compressores. Nesse contexto, a fim de fornecer soluções confiáveis e de relação custo-benefício favoráveis à aplicação em águas profundas e ultra-profundas, surgiu o conceito de redes de alimentação submarinas, conforme ilustra a Figura 1.1.



Figura 1.1- Ilustração de uma rede de alimentação submarina. Fonte: Parente (2015).

As redes submarinas são projetadas e testadas para operar em profundidades de lâmina d'água de até 3000 metros, com distâncias às plataformas de até 200 quilômetros. Os principais motivos para a utilização de redes de alimentação submarinas são (PARENTE, 2015):

- Campos de petróleo grandes, porém esparsos, requerendo processamento submarino;
- Distâncias elevadas às fontes de energia

- Aplicações em águas muito profundas;
- Vários pontos de consumo de energia em um único local;
- Restrições de peso e espaço na infraestrutura *topside* existente;
- Necessidade de uma geração e distribuição de energia mais sustentável ecologicamente.

Um equipamento chave no fornecimento de energia elétrica no sistema de distribuição submarina é o inversor de frequência. Inversores são responsáveis por modular a carga dos motores (ajustando a frequência e a voltagem da corrente elétrica), prover o torque necessário para a partida do motor e proteger o motor submarino e a carga através do monitoramento de parâmetros elétricos importantes. As condições ambientais de funcionamento dos inversores de frequência submarinos são apresentadas na Tabela 1.1 (PARENTE, 2015):

Tabela 1.1- Condições ambientais para o funcionamento dos inversores de frequência submarinos. Fonte: Adaptado de Parente (2015).

Parâmetros	Valores
Profundidade da água (m)	3000
Temperatura de operação (°C)	4-25
Distância horizontal da plataforma	Até 20 km

O inversor de frequência submarino consiste em um módulo que inclui: (i) um invólucro preenchido com óleo para garantir um desempenho térmico adequado dos componentes, balancear a pressão externa e garantir a isolação galvânica, (ii) o circuito de potência, (iii) um circuito auxiliar de controle e (iv) um dispositivo compensador de pressão para permitir a operação em águas profundas.

O funcionamento de inversores de frequência em ambientes submarinos apresenta dois desafios principais:

- Operar em um ambiente com pressões absolutas da ordem de 300 bar;
- Não ultrapassar a temperatura limite de 75°C nas placas do circuito de potência¹ (FRANCHI, 2009).

¹ Deve se ressaltar que o valor de temperatura definido é apenas uma estimativa para o presente projeto baseado em valores da literatura.

O primeiro ponto é resolvido de forma eficiente pelas principais empresas que desenvolvem tecnologia nesta área: o uso de um dispositivo de compensação de pressão, que adequa a pressão do invólucro do inversor à pressão ambiente, dispensando assim uma construção mecânica mais robusta para a proteção do equipamento (AARSKOG, 2015; BOE, 2008; GRADINGER E LANERYD, 2016; UUSIPAUKKA, 2011). O segundo é geralmente superado através do uso de um sistema de resfriamento cujo mecanismo principal de transferência de calor é a convecção natural, já que eventuais falhas de componentes móveis (por exemplo, bombas) em ambiente tão hostil imporiam riscos à confiabilidade da eletrônica de potência e dos sistemas por ela alimentados.

A literatura, ainda bastante limitada sobre o assunto, aponta que o desempenho térmico de sistemas com resfriamento por convecção natural em testes *in loco* mostrou-se satisfatório para os limites de temperatura estipulados pelos fabricantes dos componentes eletrônicos (PARENTE, 2015; ABB, 2017; NEBB, 2018). No entanto, não há ainda nenhum estudo que avalie ou determine as configurações geométricas ótimas que maximizem a potência elétrica dissipada por unidade de volume do invólucro do inversor.

Alguns inversores de frequência submarinos já foram projetados e testados em águas profundas para potências elétricas entre 4 e 1500 kW, como é o caso dos equipamentos comercializados pelas empresas Siemens® e NEBB®, apresentados na Figura 1.2 e Figura 1.3.



Figura 1.2 - Inversor de frequência submarino SIEMENS. Fonte: Parente (2015).

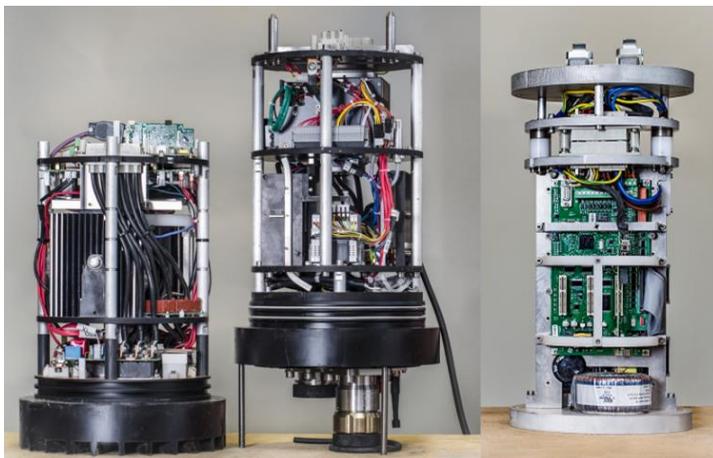


Figura 1.3- Inversores de frequência NEBB. Inversor de 45 kW à esquerda e de 4 kW à direita. Fonte: NEBB, 2018.

Neste cenário, o presente trabalho se propõe a desenvolver um sistema de resfriamento por imersão em óleo isolante de um inversor de frequência para aplicações submarinas através da proposição de uma geometria de invólucro alternativa — em tese mais eficiente que aquelas encontradas na literatura aberta para este tipo de equipamento — que seja mais compacta e capaz de manter a temperatura dos componentes eletrônicos dentro das faixas operacionais aceitáveis.

Este trabalho encontra-se inserido em um projeto em parceria com a Petrobras, que tem por intuito desenvolver um inversor de frequência submarino, que utiliza óleos isolantes com nanopartículas, para proteção dielétrica e resfriamento, em ambientes de alta pressão.

Como será abordado no Capítulo 2, a maioria dos sistemas de proteção de eletrônica de potência submarinos apresenta configurações geométricas que parecem não ter sido otimizadas à luz do desempenho térmico do sistema. Em outras palavras, prevalece o uso de geometrias prismáticas, a existência de cantos vivos (que geram zonas de fluido estagnado), além de outras características que não favorecem a circulação natural do fluido, como evidenciado nos dispositivos disponíveis comercialmente por empresas do ramo (AARSKOG, 2015; ABB, 2017; BOE, 2008; NEBB, 2018).

Em contrapartida, o sistema proposto no presente trabalho se baseia em uma geometria anular que permite que ambas as faces das placas de circuito estejam próximas das paredes frias do invólucro (impossível em uma geometria prismática ou cilíndrica não anular), possibilitando assim

uma melhor distribuição dos componentes eletrônicos devido ao resfriamento mais homogêneo do sistema, o que leva, em última análise, a um aumento da potência dissipada por unidade de volume do mesmo.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral dessa dissertação é desenvolver uma nova geometria para sistemas de resfriamento por imersão aplicados a inversores de frequência submarinos.

Logicamente, devido a restrições de escala e segurança, não é possível reproduzir em laboratório um sistema com as mesmas dimensões e características operacionais que aqueles levados a campo. Dessa forma, o estudo contempla o dimensionamento e a construção de um protótipo em escala de laboratório, cujos testes servirão de base para avaliar o novo conceito e validar um procedimento de cálculo térmico a ser usado para dimensionar sistemas reais. As condições de operação para as quais o protótipo foi projetado são apresentadas na Tabela 1.2.

Tabela 1.2- Requisitos técnicos para o projeto do protótipo.

Requisitos	Valores
Temperatura ambiente	10 a 25 °C
Potência dissipada máxima	420 W
Temperatura limite da placa de circuito	75 °C

Os requisitos para o protótipo foram baseados em um circuito de potência de um inversor NPC multinível trifásico desenvolvido no escopo do projeto junto ao Instituto de Eletrônica de Potência, INEP/UFSC.

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O primeiro capítulo contextualiza o trabalho e apresenta a proposta da dissertação, através de uma introdução do assunto, dos requisitos técnicos a serem atingidos e de um breve panorama do estado da arte do sistema a ser desenvolvido.

O capítulo seguinte, a revisão bibliográfica, aborda os principais temas de relevância para o desenvolvimento do modelo analítico-numérico e construção da bancada experimental.

O terceiro capítulo demonstra o desenvolvimento do modelo matemático e como as correlações encontradas na literatura e conhecimentos sobre o método dos volumes finitos foram aplicados na elaboração do modelo.

O capítulo seguinte trata do projeto da bancada experimental e da metodologia utilizada nos testes experimentais para obter os resultados desejados para validação do modelo e da geometria proposta.

A seguir, vem o capítulo dos Resultados, que apresenta os resultados do modelo matemático-numérico e experimentais, fazendo uma análise dos dados apresentados, discutindo as causas de eventuais divergências ou convergências entre os resultados experimentais e os matemáticos.

O sexto capítulo trata das considerações finais, onde são feitas as conclusões do trabalho e principais inferências, considerando os objetivos e metas traçadas e quais seriam os pontos de melhoria e as possibilidades de trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão abordados os principais trabalhos em temas pertinentes ao desenvolvimento do modelo matemático e construção da bancada experimental. Por fim, serão enumerados os objetivos específicos do trabalho.

2.1 INVERSORES DE FREQUÊNCIA

O inversor de frequência (ou conversor de frequência) tem por objetivo modificar a rotação de um motor elétrico através da modulação da frequência de alimentação e da tensão. Os benefícios obtidos através do seu uso são diversos: ajuste do torque de um conjunto de acordo com a aplicação, ajuste da velocidade do motor, redução do consumo de energia e aumento de eficiência do motor (FRANCHI, 2009).

Um inversor pode ser dividido em três componentes básicos: CPU (unidade central de processamento), IHM (interface homem-máquina) e etapa de potência. O componente mais importante é o circuito de potência. Ele é composto por um circuito retificador, um circuito intermediário (também chamado de link DC) e um elemento inversor (composto pelos módulos IGBTs). A Figura 2.1 apresenta um circuito de inversor trifásico NPC multinível, semelhante ao utilizado como base para o circuito de teste do presente trabalho.

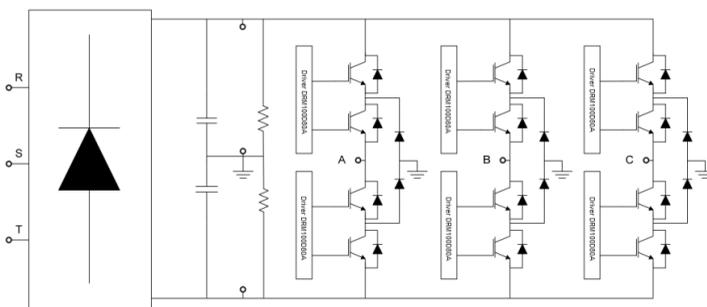


Figura 2.1-Circuito de um inversor de frequência trifásico NPC multinível.
Fonte: Supplier (2017)

O retificador transforma a corrente alternada disponível na rede em uma corrente contínua pulsante, com um potencial contínuo positivo e outro negativo. Essa tensão é regulada pelo circuito intermediário através

de um banco de capacitores, eliminando as pequenas variações de tensão presentes após a retificação. Por fim, forma-se um circuito denominado barramento CC, que alimenta a etapa inversora composta de seis transistores de potência chamados de IGBTs (FRANCHI, 2009). Esse circuito inversor transforma a corrente contínua novamente em corrente alternada, desta vez com uma frequência de operação e amplitude de operação variáveis, ditadas pelo circuito de controle, que por sua vez é comandado tipicamente pela CPU, que recebe informações do circuito de potência, tais como, correntes, tensões, posição e velocidade do eixo do motor.

Durante seu funcionamento, o inversor dissipa calor em uma área muito restrita, o que pode levar a um superaquecimento do mesmo, danificando-o gravemente. Usualmente, as temperaturas nos envoltórios dos inversores são mantidas entre 80 e 90°C, para evitar que a temperatura limite dos semicondutores de 150°C (considerando dispositivos de silício – Si) seja atingida (FRANCHI, 2009). Falhas graves podem ocorrer em circuitos de potência devido a temperaturas elevadas, como rompimento dos pontos de solda, trincas no substrato cerâmico do IGBT, abertura do circuito, queima dos fios de conexão, entre outras (QIAN, 2009).

Em um inversor de frequência, a dissipação de energia sob a forma de calor acontece majoritariamente em dois componentes: nos diodos e nos transistores. As perdas de energia nesses componentes podem ser divididas em dois grupos:

- Perdas por condução (P_c)
- Perdas por comutação (P_{ch})

A soma das perdas por condução e comutação nos transistores e nos diodos fornece a potência total dissipada no circuito (GRAOVAC, 2009):

$$P_t = P_{ct} + P_{cht} + P_{cd} + P_{chd} \quad (2.1)$$

Na equação acima, P_t é a perda total nos componentes, P_{ct} é a perda por condução nos transistores, P_{cht} é a perda por comutação nos transistores, P_{cd} é a perda por condução nos diodos e P_{chd} é a perda por comutação nos diodos. As perdas condutivas são causadas pela queda de tensão durante a operação dos componentes, e podem ser calculadas por (GRAOVAC, 2009):

$$P_c = u_0 I_{av} + r_c I_{rms}^2 \quad (2.2)$$

em que u_0 é a queda de tensão no componente em um estado de corrente nula, I_{av} é o valor médio de corrente no componente, r_c é a resistência incremental do componente quando ligado e I_{rms} é o valor eficaz que passa por ele. Os valores de tensão em estado de corrente nula e de resistência do componente podem ser encontrados em gráficos presentes no *datasheet* do fabricante. A corrente eficaz é calculada por (BLINOV, 2009):

$$I_{rms} = \frac{I_{av}}{\sqrt{D}} \quad (2.3)$$

em que D é o ciclo de funcionamento. A corrente média no componente é dada por:

$$I_{av} = \frac{P_{out}}{U_{nom}} \quad (2.4)$$

em que P_{out} é a potência elétrica do componente e U_{nom} é a voltagem de entrada nominal.

A perda por comutação é calculada através da energia total dissipada em todos os ciclos liga-desliga no caso do transistor, sendo calculada através da energia total dissipada no processo de recuperação reversa do diodo, para todos os ciclos de comutação. Para o transistor, ela pode ser aproximada por (GROVAC, 2009):

$$P_{ch} = f_{ch}(E_{on} + E_{off}) \quad (2.5)$$

em que f_{ch} é a frequência de comutação, E_{on} é a energia dissipada durante o acionamento e E_{off} é a dissipada no desligamento. Já para o diodo, a potência dissipada no chaveamento depende apenas da energia perdida na recuperação reversa, que ocorre em seu desligamento:

$$P_{ch} = f_{ch} E_{rec} \quad (2.6)$$

em que E_{rec} é a energia perdida na recuperação reversa do diodo. Portanto, a potência total dissipada pelo circuito do inversor depende

fundamentalmente das características de operação do circuito, como a frequência de comutação, tensão de entrada e corrente média nos componentes. Para esse trabalho, os valores utilizados como referência para o projeto serão os valores de operação que forneçam o maior valor de potência dissipada possível.

Na literatura, o cálculo da potência dissipada é comumente realizado através do uso de modelos eletrotérmicos, que permitem determinar a temperatura da junção dos IGBTs através de parâmetros elétricos operacionais dos mesmos. A grande vantagem desses modelos é a capacidade de prever o comportamento térmico dos transistores em regime transiente (Mantooth, 1993; Ishiko, 2007; Du, 2008). Contudo, esta abordagem acoplada foge do escopo do presente trabalho, já que será usado um circuito dotado apenas de resistores elétricos cuja finalidade será a de emular a dissipação de potência produzida por um circuito de um inversor.

2.2 ELETRÔNICA DE POTÊNCIA EM APLICAÇÕES SUBMARINAS

O uso de redes elétricas submarinas tem se tornado uma questão relevante na indústria de óleo e gás por prover uma solução eficiente para a alimentação de equipamentos no fundo do mar, como bombas, compressores e perfuratrizes. O maior desafio para a implementação de tais sistemas é o nível de confiabilidade dos equipamentos pois, uma vez instalados, o acesso e a manutenção se tornam bastante restritos. Para garantir a confiabilidade necessária, diversas tecnologias e estudos vem sendo desenvolvidos.

Parente (2015) analisou como um inversor de frequência submarino (SS-VSD/SS-ASD) pode ser integrado em um típico sistema de bombeamento submarino no Brasil. O equipamento em questão trata de um inversor de frequência Siemens® com sistema de pressão compensada, que utiliza uma eletrônica de potência imersa em óleo isolante MIDEL®, permitindo assim um resfriamento por convecção natural, que elimina a necessidade de um sistema de resfriamento ativo, o que aumenta consideravelmente a confiabilidade do sistema. Simulações elétricas foram conduzidas pelo autor, a fim de avaliar a possibilidade de usar o inversor de frequência em uma rede elétrica submarina, considerando uma bomba submersa de 1,5 MW e de 4,7 kV de tensão de trabalho. Foi feita uma análise de ressonância e de impedância do sistema de bombeamento, para diferentes comprimentos de cabo com o uso do

SS-VSD, chegando à conclusão que tal dispositivo estaria apto para o uso em uma típica instalação de bombeamento submersa.

Pittini *et al.* (2011) testaram por três meses um circuito de inversor de frequência em uma câmara pressurizada com óleo MIDEL® 7131, com componentes modificados para tolerarem pressões mais elevadas, em uma faixa de 1 a 300 bar. Os resultados mostraram que as características elétricas dos componentes (IGBT, capacitor e diodos) não foram afetadas com o aumento de pressão, mesmo para os valores mais elevados. Isso demonstra a viabilidade de operação do circuito de potência de inversores submarinos em invólucros de pressão compensada. O estudo não analisou a influência no circuito de controle do inversor. Por outro lado, testes de pressão realizados em componentes obtidos comercialmente sem alterações na estrutura mostraram a existência de falhas por estresse mecânico em diversos deles. A Figura 2.2 e a Figura 2.3 apresentam a mudança no empacotamento do IGBT para que suportem pressões mais elevadas e as falhas nos componentes comerciais submetidos à testes de pressão, ainda sem as alterações propostas.

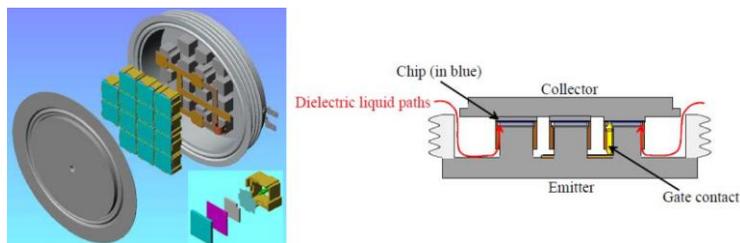


Figura 2.2 - Estrutura de um IGBT com empacotamento por pressão comercial (à esquerda) e o conceito de adaptação para tolerância a pressões altas(direita). Fonte: Pittini et. al(2011).



Figura 2.3 – Falhas nos componentes após exposição à elevada pressão hidrostática; esquerda: capacitor no IGBT gate driver; centro: módulo IGBT comercial sem modificações; direita: IGBT modificado para tolerar altas pressões. Fonte: Pittini et. al (2011).

De acordo com Pittini *et al.* (2011), a modificação feita nos componentes para que pudessem ser utilizados sob alta pressão foi criar caminhos para que o fluido dielétrico que preenche o invólucro conseguindo penetrar plenamente no interior dos componentes, eliminando espaços vazios, que poderiam ocasionar danos mecânicos.

Boe (2008) desenvolveu uma patente para um inversor de frequência submarino, englobando tanto a parte do circuito de potência como o invólucro e um possível compensador volumétrico e/ou de pressão. Uma característica vantajosa desse circuito de potência é ausência de um capacitor (componente sensível a variações de pressão), usando um elemento de *link* de corrente direta (também conhecido como *link* DC), permitindo que a compensação de pressão se restringisse apenas ao circuito de controle do inversor, reduzindo também a probabilidade de falha dos componentes.

A patente apresenta dois conceitos de invólucro, um com dois compartimentos e dois óleos isolantes, e o outro com apenas um compartimento, mostrados na Figura 2.4 e na Figura 2.5, respectivamente.

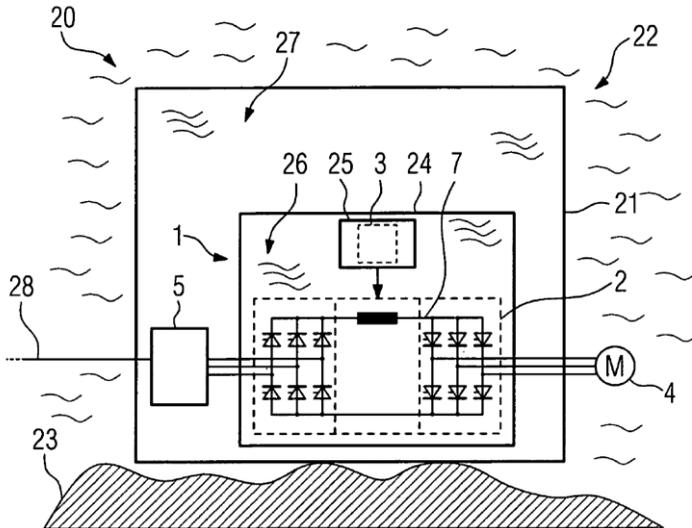


Figura 2.4- Inversor de frequência com duplo invólucro. (2) Circuito do Inversor de frequência, (3) Eletrônica de controle, (4) Motor trifásico, (5) Transformador de tensão, (21) Invólucro estanque principal, (23) Solo marinho (24) Invólucro estanque secundário, (25) Compartimento a ar com pressão compensada, (26/27) Óleo isolante elétrico. Fonte: Boe (2008).

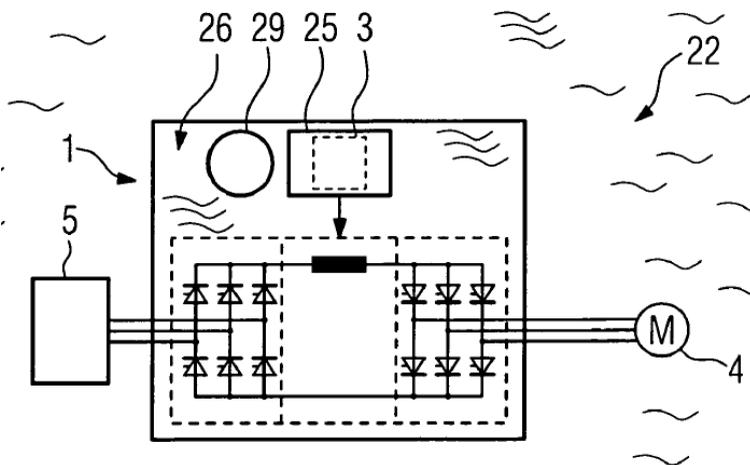


Figura 2.5- Inversor de frequência com invólucro único. (1) Conjunto do Inversor de frequência, (3) Eletrônica de controle, (4) Motor trifásico, (5) Transformador de tensão, (22) Água do mar, (25) Compartimento a ar com pressão compensada, (26) Óleo isolante elétrico, (29) Compensador de volume.
Fonte: Boe (2008).

A principal diferença entre os dois conceitos, de acordo com o autor, é que o primeiro, por conter dois invólucros com óleo isolante no seu interior, não sofre risco operacional caso ocorra algum vazamento, pelo fato do óleo no exterior do invólucro secundário ser isolante. O segundo conceito, para lidar com os vazamentos, apresenta um compensador de volume que repõe qualquer volume de óleo perdido pelo invólucro.

Ambos os conceitos utilizam a convecção natural do óleo isolante como mecanismo para o resfriamento dos componentes eletrônicos, com a possibilidade de instalação, no primeiro conceito, de um trocador de calor no interior do invólucro principal (e exterior do invólucro secundário) para aumento da eficiência.

É importante mencionar que só existe a compensação de pressão para o circuito de controle do inversor, em um compartimento a ar separado do restante do circuito principal. De acordo com o autor, o fato de os invólucros estarem completamente preenchidos com fluidos incompressíveis ajuda a suportar a sobrepressão externa imposta pelo fundo do mar, fazendo com que diferenciais de pressão no interior do

invólucro sejam desprezíveis (dispensando assim a necessidade de um compensador de pressão para todo o volume do invólucro).

Aarskog (2015) inventou um dispositivo de conversão de frequência submarino que envolve um invólucro preenchido com óleo isolante, com módulos de inversores de frequência também com pressão compensada em seu interior. O fluido sugerido para ser utilizado tanto no interior dos módulos como no invólucro principal foi o óleo MIDEL®7131. Segundo o autor, essa modularidade do dispositivo traz diversas vantagens operacionais, como (i) possibilidade de efetuar um *bypass* de um dos módulos caso este apresente falha, (ii) baixa probabilidade de contaminação do óleo isolante por conta de uma falha em um dos componentes dos inversores, já que estão isolados fisicamente um dos outros através dos módulos e (iii) redução na probabilidade de falha dos componentes eletrônicos em função de um eventual vazamento no invólucro principal. A Figura 2.6 e a Figura 2.7 apresentam representações esquemáticas do dispositivo e de um módulo de inversão.

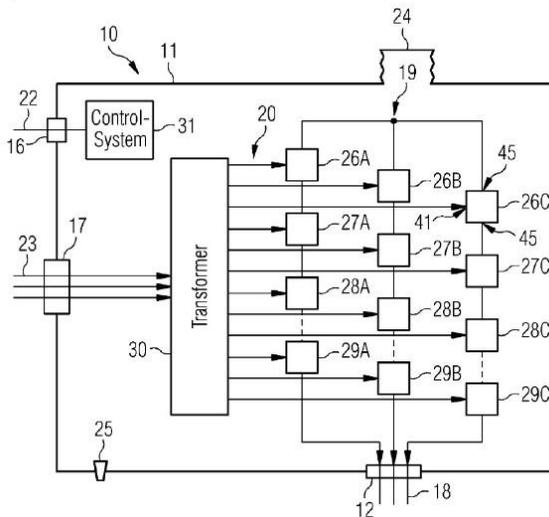


Figura 2.6- Conversor de frequência submarino proposto por Aarskog (2015).
 (10) Conversor de frequência, (11) Invólucro principal, (12,16,17)
 Penetradores para conexões elétricas, (18,22,23) Conexões elétricas, (20)
 Fases com tensões mais baixas, (26-29) Módulos dos inversores de frequência,
 (24) Compensador de pressão para o invólucro principal, (25) Furo de
 preenchimento ou drenagem, (30) Transformador, (31) Circuito de controle.

Fonte: Aarskog(2015).

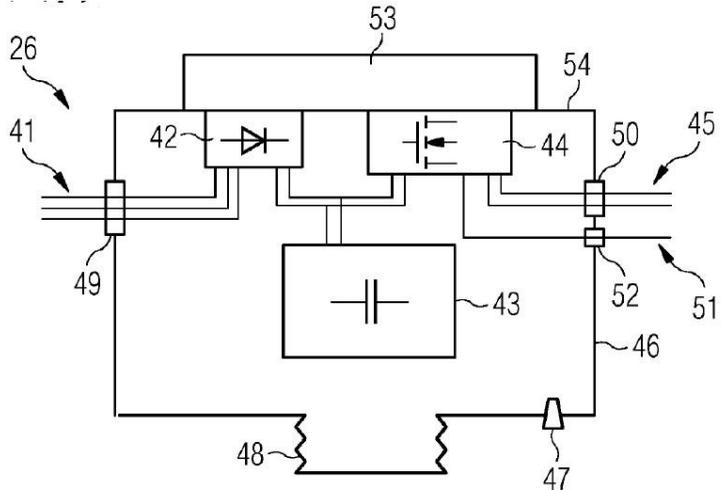


Figura 2.7- Módulo de inversão proposto por Aarskog (2015). (26) Módulo do inversor de frequência, (41) Alimentação trifásica de corrente alternada, (42) Retificador trifásico, (43) Banco de capacitores DC link, (44) Módulo dos transistores IGBT, (45) Saída monofásica, (46) Invólucro do módulo de inversão, (47) Furo de preenchimento ou drenagem, (48) Compensador de pressão, (49,50,52) Penetrador para conexões elétricas, (53) Dissipador de calor, (54) Parede do invólucro. Fonte: Aarskog (2015).

É importante mencionar a presença do transformador no interior do invólucro principal, o que aumenta consideravelmente o tamanho do sistema, o volume de óleo necessário e, conseqüentemente, o seu peso. Outro ponto relevante é a compensação de pressão individualizada para cada unidade de inversão de frequência, garantindo uma maior homogeneidade de pressão nos circuitos, uma vez que um eventual gradiente de pressão no interior do invólucro principal poderia causar danos aos componentes do mesmo, mesmo com uma compensação de pressão do invólucro principal com relação ao exterior.

Gradinger e Laneryd (2016) desenvolveram o conceito de um sistema de resfriamento por imersão para um inversor de frequência ou outro circuito eletrônico submerso baseado na convecção natural de óleo isolante. O sistema consiste em um invólucro particionado de maneira a permitir dois fluxos imiscíveis ascendentes, cada um resfriando componentes distintos do circuito, através do auxílio de trocadores de calor tubulares externos, com centro de gravidade deslocados verticalmente de maneira a favorecer a circulação do fluido pela

convecção natural. A Figura 2.8 apresenta um desenho representativo da invenção.

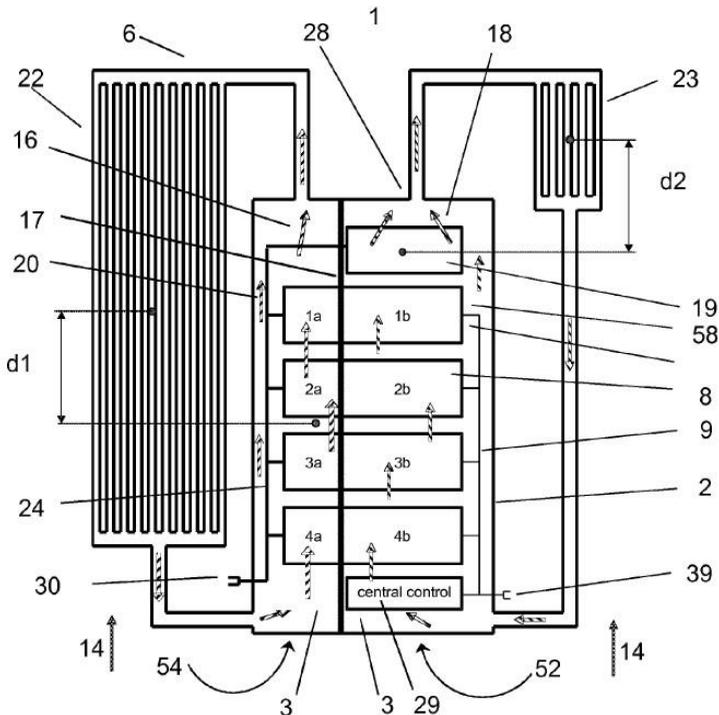


Figura 2.8- Sistema de resfriamento para inversor de frequência submarino proposto por Gradinger e Laneryd (2016). (1) Sistema eletrônico submarino, (2) Invólucro, (3) Fluido dielétrico, (1a-4a) Módulos eletrônicos contendo transistores ou outros semicondutores, (1b-4b) Módulos eletrônicos contendo capacitores, (16) Fluxo primário, (17) Placa separadora, (18) Fluxo secundário, (19) Componente de empuxo, (22) Trocador de calor secundário, (23) Trocador de calor terciário, (30) Terminal de alimentação, (39) Terminal de controle, (52) Seção secundária, (54) Seção primária. Fonte: Gradinger e Laneryd (2016).

Na seção primária estão localizados os componentes que dissipam taxas mais elevadas de calor, como os transistores e/ou semicondutores. Também nessa seção se encontra um dispositivo de troca de calor primário, que consiste simplesmente em aletas na parte interna e externa das paredes do invólucro. Mesmo com a presença de superfícies estendidas, devido à alta taxa de dissipação de calor no setor primário e

elevada carga térmica imposta ao fluido circulante, o trocador de calor secundário tem dimensões mais elevadas. Na seção secundária e que possui maior volume, encontram-se os componentes mais sensíveis à temperatura, como os capacitores. No entanto, como esses componentes apresentam uma potência dissipada baixa, são incapazes de promover por conta própria uma corrente de convecção natural adequada para mantê-los dentro de seu limite de temperatura de operação ideal, em torno de 50°C. A solução encontrada pelos autores foi instalar um componente eletrônico de empuxo que, uma vez alimentado, dissipa uma quantidade de calor suficiente para promover a convecção natural com a intensidade necessária para resfriar os componentes da segunda seção do sistema.

É importante mencionar que o sistema apresentado por Gradinger e Laneryd (2016) é uma evolução com relação ao apresentado por Riedel *et al.* (2015), que possuía dois trocadores de calor, mas não a divisão entre os componentes do circuito. Um dos trocadores de calor era do tipo tubular, similar ao trocador de calor secundário de Gradinger e Laneryd (2016), e o outro era um dissipador de calor para os componentes de alta dissipação de potência. O problema com esse conceito é que para manter os componentes mais sensíveis em temperaturas adequadas para operação, o trocador de calor tubular deveria apresentar um elevado comprimento, o que encarece o produto e aumenta consideravelmente seu peso, dificultando sua instalação e transporte. A solução encontrada por Gradinger e Laneryd (2016) foi dividir o invólucro em duas seções e inserir um terceiro trocador de calor dedicado apenas aos componentes sensíveis à temperatura.

2.3 DIRETRIZES PARA A MODELAGEM DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE CIRCUITOS DE POTÊNCIA

Do ponto de vista térmico, os modelos matemáticos usados para calcular a distribuição de temperaturas em placas de circuitos podem ser classificados como (i) diferenciais e (ii) de rede térmica ou de parâmetros concentrados. Procedimentos de solução analíticos ou numéricos podem ser aplicados a cada um dos tipos de modelos, a depender da geometria e do grau de complexidade das equações governantes, relações de fechamento e condições de contorno.

A abordagem diferencial analítica consiste na aplicação das equações diferenciais da condução de calor para os componentes do circuito, resolvidas a partir de algum método analítico, como Separação de Variáveis ou Transformada de Laplace. Devido a limitações em termos de geometria e tipos de condições de contorno, tal abordagem é utilizada

em problemas mais simples. Por exemplo, Dorkel (1996) desenvolveu um modelo analítico térmico tridimensional com o uso da *Two Port Network Theory* para circuitos de potência integrados do tipo multicamadas. Foram utilizadas transformadas rápidas de Fourier para auxiliar na implementação do método. Considerou-se uma placa de circuito com dissipação no topo, com laterais e a face superior adiabática, com convecção na face inferior com o meio externo, a uma temperatura de referência e coeficiente convectivos conhecidos. Os resultados computados apresentaram uma boa concordância com os resultados experimentais. Uma imagem dos componentes eletrônicos na placa de circuito com suas respectivas localizações e a distribuição de temperatura para o regime permanente obtida analiticamente são apresentados na Figura 2.9 e na Figura 2.10.

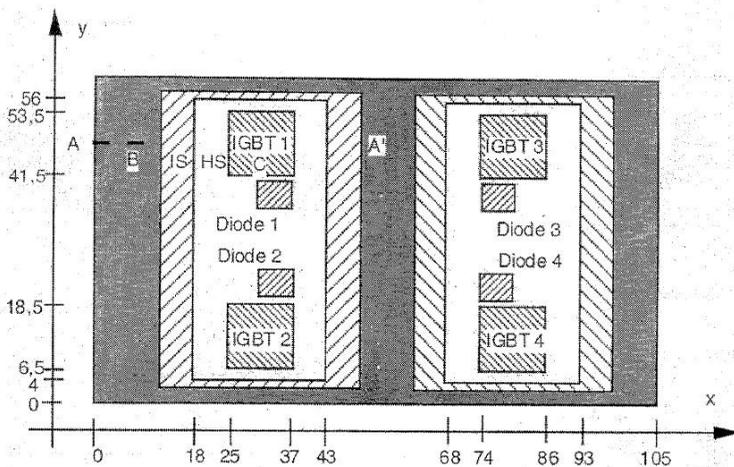


Figura 2.9 - Posição dos componentes eletrônicos no problema de transferência de calor analisado por Dorkel (1996). Todas as dimensões são dadas em milímetros. Fonte: Dorkel (1996).

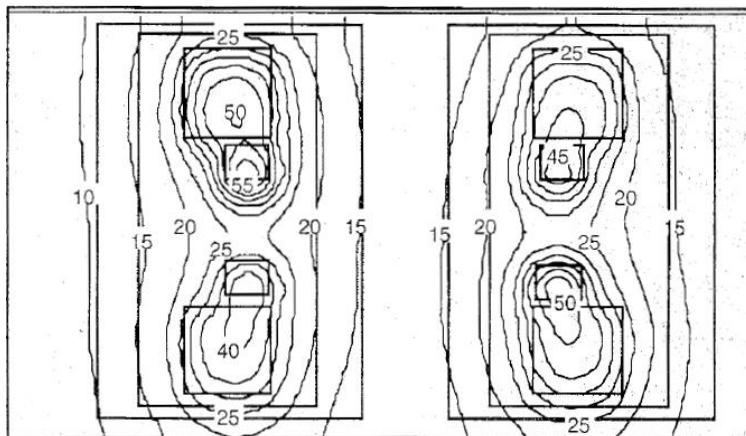


Figura 2.10- Distribuição de temperatura em graus Celsius obtida analiticamente para um circuito de potência em regime permanente. Potência dissipada: IGBT 1=140 W, IGBT 2=120 W, IGBT 3=100 W, IGBT 4=130 W; Diodo 1=70 W, Diodo 2=60 W, Diodo 3= 75 W e Diodo 4=80 W. Fonte: Dorkel (1996).

A abordagem diferencial numérica, por sua vez, utiliza-se de métodos numéricos (volumes finitos, elementos finitos), discretizando o domínio de análise para fornecer temperaturas precisas dos componentes, para cargas térmicas conhecidas, seja em regime transiente ou permanente.

Reichl *et al.* (2015) desenvolveram um modelo numérico baseado no método das diferenças finitas para efetuar uma análise tridimensional para uma simulação eletrotérmica dinâmica de um circuito de potência multicamada e multicomponente, com dissipação de potência assimétrica no circuito. O problema de transferência de calor analisado foi o da difusão de calor em regime transiente em uma placa de circuito multicamadas, com fluxo prescrito na região da face superior onde se encontram os componentes, temperatura prescrita na face inferior da placa e condição de contorno adiabática nas laterais e nas regiões da face superior que não possuem componentes. O modelo foi validado com dados experimentais obtidos para um circuito de teste em regime transiente. Os autores observaram uma concordância satisfatória entre os resultados numéricos e os experimentais, o que demonstra que a análise numérica pode ser uma ferramenta valiosa na análise térmica dos IGBTs, concedendo uma precisão satisfatória nas temperaturas dos componentes eletrônicos. Os resultados são apresentados na Figura 2.11.

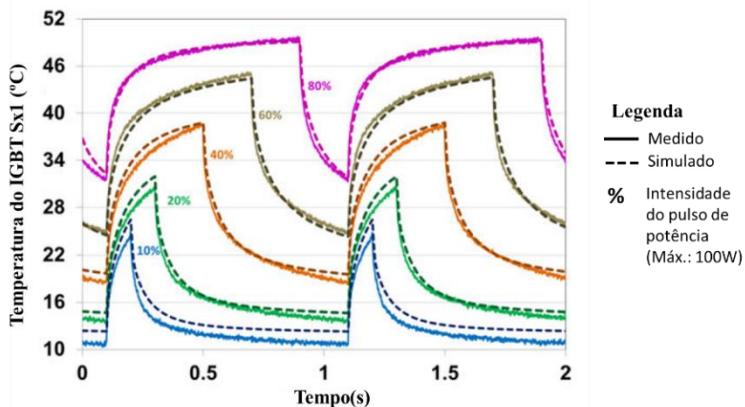


Figura 2.11 - Temperatura do IGBT Sx1 analisado por Reichl et al. (2015) sob diferentes intensidades de pulso, numérica e experimentalmente. Fonte: Adaptado de Reichl et al. (2015).

O método da rede térmica, também conhecido na área de resfriamento de eletrônicos como modelo térmico compacto, é o mais amplamente usado na literatura. Ele consiste na construção de uma rede análoga a de um circuito elétrico com elementos que possuem uma dada resistência ou capacitância, determinadas pelo regime de transferência de calor e propriedades do meio. De posse dos parâmetros físicos e das equações para representar a condução, a convecção e a radiação, é possível determinar as temperaturas nos nós, os quais representam a temperatura em um determinado local do sistema. A vantagem dessa abordagem consiste na sua simplicidade e na facilidade de integração com modelos eletrodinâmicos. Como desvantagem, devido à natureza concentrada do método, destaca-se a dificuldade em prever com acurácia as temperaturas em análises térmicas multicomponentes, nas quais a distribuição de temperaturas em três ou mesmo em duas dimensões são relevantes, fato este que pode ser desastroso no projeto térmico de eletrônica de potência.

Du et al. (2010) desenvolveram um modelo eletrotérmico para um IGBT baseado na solução analítica utilizando séries de Fourier, e compararam o seu desempenho com modelos de diferenças finitas, de rede térmica e com dados experimentais para regime transiente. O problema considerado foi de um IGBT sob carga indutiva de chaveamento, com fluxo prescrito na região onde se encontra o semicondutor e condição de convecção nas regiões restantes. Uma boa

concordância foi observada entre os resultados obtidos para os dois modelos. Percebeu-se que o modelo desenvolvido propiciou alta velocidade de simulação com alta precisão, o que se mostrou favorável na caracterização térmica de semicondutores de potência, como mostra a Figura 2.12.

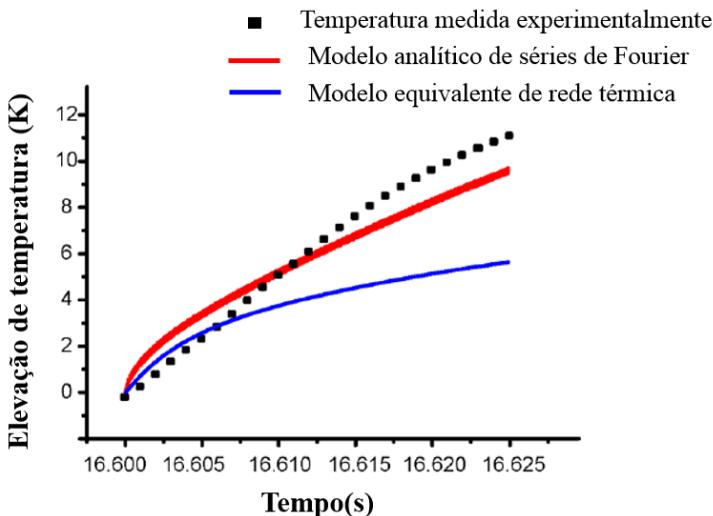


Figura 2.12- Comparação da temperatura medida na junção do IGBT para 250 ciclos de chaveamento. A frequência de chaveamento é de 10 kHz e a tensão é de 300V. Fonte: Adaptado de Du et al. (2010).

Como será visto adiante, a estratégia de modelagem adotada na presente dissertação consiste em combinar um modelo de rede térmica com um modelo diferencial resolvido pelo método de volumes finitos. Nesta abordagem, um modelo de rede térmica englobando o fluido dielétrico, o invólucro e o ambiente ao seu redor é usado num primeiro momento para calcular parâmetros globais e, com base neles, definir condições de contorno de um modelo de volumes finitos aplicado às placas de circuitos. Na sequência, o modelo diferencial é resolvido a fim de determinar com maior precisão a temperatura dos componentes eletrônicos.

2.4 CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADES APLICADA AO RESFRIAMENTO DE CIRCUITOS DE POTÊNCIA

Na convecção natural, não é necessário realizar trabalho mecânico para criar o deslocamento relativo entre o fluido e a fonte ou sumidouro de calor. Pelo contrário, o fenômeno tem início quando existe uma diferença de temperatura entre o fluido e a superfície suficiente para que densidade do fluido adjacente varie, provocando sua movimentação pela ação do empuxo.

Conforme indicado anteriormente, devido às restrições impostas pelo ambiente hostil, condições de operação extremas e dificuldade de acesso, a convecção natural é o mecanismo de transferência de calor usado em sistemas de eletrônica de potência submarinos. Além de reduzir custos de implantação e operação, a vantagem da imersão direta é a confiabilidade dada a ausência de partes móveis. Contudo, uma vez que a este modo de troca térmica estão associados baixos valores do coeficiente de transferência de calor, é necessária uma atenção especial à configuração geométrica do sistema, a fim de maximizar a potência dissipada por unidade de volume.

Dada a sua diversa gama de aplicações (janelas de duplo-painel, invólucros de componentes eletrônicos, coletores solares, sistemas de resfriamento de máquinas elétricas rotativas), o problema de convecção natural em cavidades (Figura 2.13) é amplamente estudado na literatura. Nos parágrafos a seguir, apresenta-se uma análise de escalas (BEJAN, 1995) visando a identificação dos regimes de convecção natural em cavidades. Na sequência, são apresentados os principais trabalhos que serviram de base para a modelagem adotada no presente trabalho.

Consideremos, para fins didáticos, o problema de transferência de calor de uma cavidade bidimensional, de altura H e comprimento horizontal L , preenchida com um fluido newtoniano. As paredes laterais estão mantidas a temperaturas T_H e T_C , respectivamente, sendo que $T_H > T_C$. A parede superior e inferior se mantêm isoladas. Inicialmente, o fluido é isotérmico, e estático, e a velocidade do fluido na coordenada horizontal, u , e na coordenada vertical, v , é nula, em todos os pontos da cavidade. Esse problema é ilustrado a seguir na Figura 2.13.

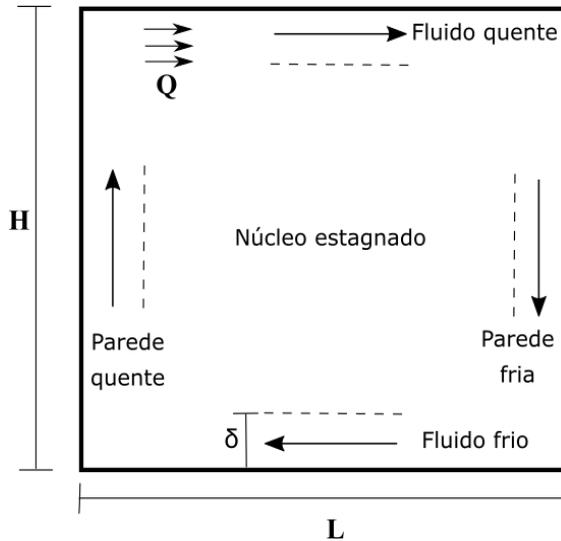


Figura 2.13 - Convecção natural em uma cavidade com paredes isotérmicas, com base e topo adiabáticos. Fonte: Autor.

A diferença de temperatura entre as paredes verticais produz uma corrente convectiva que circula no sentido horário no interior da cavidade, com camadas limites térmicas que permanecem aproximadamente inalteradas ao passarem pelas paredes horizontais que, na figura acima, são tomadas como adiabáticas.

As equações diferenciais parciais para a conservação da massa, quantidade de movimento e energia para um ponto qualquer dessa cavidade, em regime laminar, são dadas por (BEJAN, 1995):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_o) \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.10)$$

Nas quais ν é a viscosidade cinemática, α é a difusividade térmica, β é o coeficiente de expansão volumétrica do fluido, e T_o é a temperatura do fluido fora da camada limite. A Equação (2.9) foi obtida a partir da equação da conservação da quantidade de movimento na direção y , utilizando a aproximação de Boussinesq. Todos os símbolos presentes nas equações de (2.7) a (2.10) são apresentados na Figura 2.13.

Efetuada uma análise de escalas nas equações acima para o regime permanente no interior da cavidade, chega-se a relações que permitem estimar os principais parâmetros de interesse, ou seja, as espessuras das camadas limites hidrodinâmica (δ_v) e térmica (δ_T), e o coeficiente de transferência de calor (h). Logo, para $Pr > 1$:

$$v \sim \frac{\alpha H}{\delta_T^2} \quad (2.11)$$

$$\delta_T \sim H Ra_H^{-1/4}, \quad Ra_H = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\alpha \nu} \quad (2.12)$$

$$\delta_v \sim Pr^{1/2} \delta_T \quad (2.13)$$

$$h \sim \frac{k}{\delta_T} \sim \frac{k}{H} Ra_H^{1/4} \quad (2.14)$$

em que Ra_H é o número de Rayleigh que tem a altura da cavidade como comprimento característico. É importante notar a influência exercida pela geometria da cavidade, sob a forma da altura da parede vertical, no coeficiente de transferência de calor e na espessura das camadas limites.

Uma característica geométrica chave para quantificar a convecção natural em uma cavidade é a sua *razão de aspecto*, ou seja, a razão entre a altura e a largura da cavidade. A relevância desse parâmetro reside no fato dele poder indicar se haverá camadas térmicas e hidrodinâmicas distintas na cavidade, tanto horizontais como verticais, o que é determinante na eficácia da transferência de calor no seu interior.

Por exemplo, para que existam camadas limites térmicas verticais distintas, é necessário que sua espessura seja menor que a largura da cavidade. Logo:

$$\delta_T < L \quad (2.15)$$

$$H Ra_H^{-1/4} < L \quad (2.16)$$

$$\frac{H}{L} < Ra_H^{1/4} \quad (2.17)$$

O mesmo raciocínio pode ser aplicado para obter o critério para camadas limite hidrodinâmicas verticais distintas, chegando-se a:

$$\frac{H}{L} < Ra_H^{1/4} Pr^{-1/2} \quad (2.18)$$

Por outro lado, para que existam camadas limites térmicas horizontais distintas, faz-se necessário que a energia transportada pelo fluido por convecção seja maior que o calor transportado por condução verticalmente na cavidade. Desta forma, tem-se que:

$$q_{convecção} \sim \rho v \delta_T c_p \Delta T \sim k \Delta T Ra_H^{1/4} \quad (2.19)$$

$$q_{condução\ vert.} \sim kL \frac{\Delta T}{H} \quad (2.20)$$

$$q_{condução\ vert.} < q_{convecção} \quad (2.21)$$

Finalmente:

$$\frac{H}{L} > Ra_H^{-1/4} \quad (2.22)$$

Ao se dimensionar cavidades para favorecer a transferência de calor, é interessante que ambos os critérios dados pelas Eqs. (2.17) e

(2.22) sejam respeitados, pois a fusão das camadas limites, sejam elas verticais ou horizontais, implica no início do regime de condução de calor no interior da cavidade, o que deteriora significativamente a troca de calor. Portanto, a razão de aspecto da cavidade deve se encontrar entre os seguintes limites:

$$Ra_H^{-1/4} < \frac{H}{L} < Ra_H^{1/4} \quad (2.23)$$

De acordo com BEJAN (1995), quando as dimensões da cavidade se encontram dentro desses limites, o regime predominante será o de camada limite.

Bejan(1995) comparou os dados obtidos através de uma correlação para uma cavidade retangular no regime da camada limite com sete diferentes estudos, considerando uma estrutura de parede dupla, em que as paredes superiores e inferiores de cada cavidade são adiabáticas e as laterais tem temperatura prescrita, com a largura fixa e a altura variável. Os resultados mostraram que existe uma razão de aspecto ótima para um mesmo valor de número de Ra_L na qual o número de Nusselt atinge um máximo, isto é, em que se maximiza a transferência de calor, como pode ser notado na Figura 2.14.

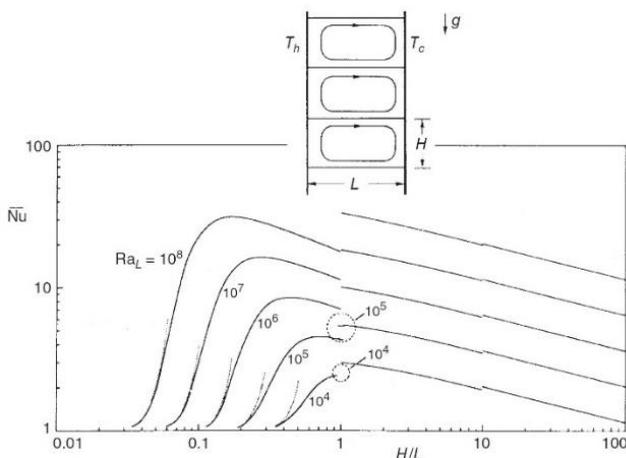


Figura 2.14 - Influência da geometria da cavidade na transferência de calor no seu interior. Fonte: Adaptado de BEJAN (1995).

Observa-se que, para todos os valores de Ra_L , existe um ponto de ótimo, em que a troca de calor é máxima, e que coincide justamente com

o ponto em que a cavidade não é esbelta demais, nem larga demais, situando-se na transição entre os dois regimes. Tal comportamento foi observado também por Frederick (1999).

Warrington e Powe (1985) investigaram experimentalmente a transferência de calor e a distribuição de temperaturas entre corpos isotérmicos esféricos, cilíndricos e cúbicos e cavidades cúbicas e esféricas, também isotérmicas. Foram testadas 44 diferentes combinações de geometrias e fluidos, incluindo óleos, para a cavidade cúbica. Um resultado interessante desse estudo foi a pequena influência que o formato da cavidade e do corpo no seu interior exercem no valor do número de Nusselt. Warrington e Powe (1985) propuseram a seguinte correlação com múltiplos parâmetros independentes, abrangendo toda a base de dados experimentais com um desvio padrão de 13,5%:

$$Nu_L = 0,396 Ra_L^{0,234} \left(\frac{L}{R_i}\right)^{0,496} Pr^{0,0162} \quad (2.24)$$

em que $L = (R_i - R_o)$ é a distância entre a parede do corpo no interior da cavidade e a parede da cavidade, considerando que ambos são equivalentes a uma esfera, com raios R_i e R_o , respectivamente.

Outra conclusão relevante do trabalho de Warrington e Powe (1985) foi a semelhança entre os dados experimentais para convecção ao redor de corpos isotérmicos e não isotérmicos (ou seja, com uma condição de fluxo de calor prescrito, por exemplo) como mostra a Figura 2.15:

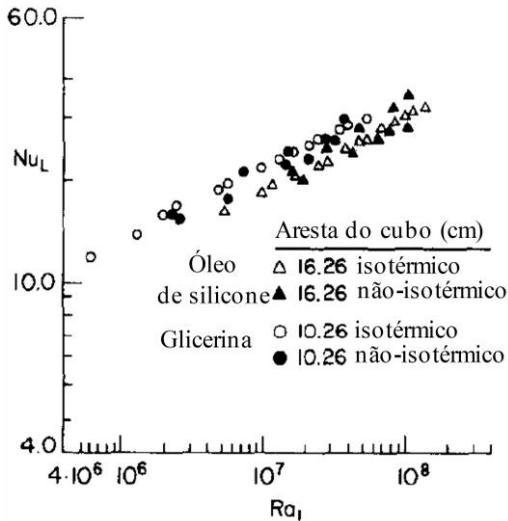


Figura 2.15 – Comparação entre os dados para corpos internos isotérmicos e não isotérmicos de diferentes tamanhos. Fonte: Adaptado de Warrington e Powe (1985).

Percebe-se que os valores de número de Nusselt médio são muito próximos para um mesmo valor de Rayleigh e tamanho da cavidade, mesmo que para fluidos diferentes. Isso permite que as correlações de número de Nusselt para corpos isotérmicos em cavidades sejam utilizadas também para corpos não isotérmicos, sem perda significativa de precisão.

Em suma, tanto a possibilidade de utilizar uma correlação para corpos isotérmicos para prever o comportamento corpos não isotérmicos em cavidades quanto a baixa influência do formato da cavidade e dos corpos internos sobre o número de Nusselt são inferências importantes quando se considera a transferência de calor em cavidades, e serão utilizadas no presente trabalho para a construção do modelo analítico do sistema de resfriamento.

Ntubarufata et al. (1993) investigaram numericamente a influência da posição e tamanhos da fonte de calor e da cavidade sobre a convecção natural no interior de uma cavidade particionada, assumindo diferentes posições da partição. A Figura 2.16 ilustra a influência da razão de aspecto da cavidade no número de Nusselt médio, para diferentes posições da fonte de calor.

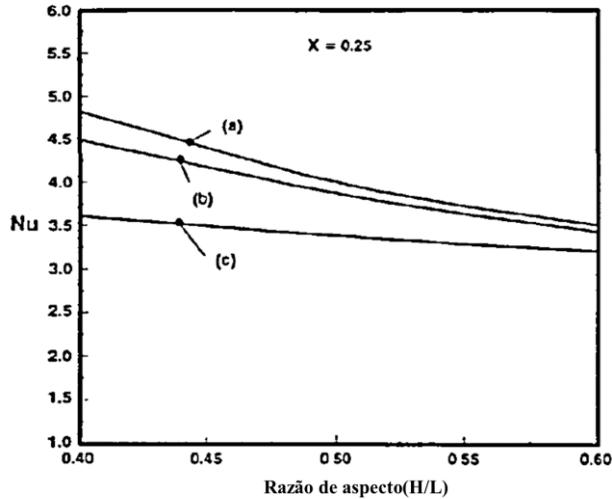


Figura 2.16- Número de Nusselt médio para uma cavidade quadrada com diferentes razões de aspecto, $Ra = 10^6$ e com a fonte de calor em diferentes posições: (a) fonte centralizada (b) fonte entre o centro e o canto esquerdo (c) fonte entre o centro e o canto direito. Fonte: Ntiburafata et al. (1993).

Observa-se que maiores valores do número de Nusselt médio são obtidos quando a fonte de calor se encontra centralizada. Além disso, quanto menor a razão de aspecto (razão entre a altura e a largura da cavidade), maior o número de Nusselt médio. Essa observação se justifica fisicamente, já que quando a fonte de calor está mais próxima das paredes superiores e inferiores da cavidade, os gradientes de temperatura são maiores, o que favorece o mecanismo da convecção natural e, conseqüentemente, a taxa de transferência de calor.

Teertstra *et al.* (2006) desenvolveram um modelo analítico para a convecção natural em uma cavidade composta por esferas concêntricas e isotérmicas, válido para uma faixa extensa do número de Rayleigh. O procedimento de modelagem consiste na superposição linear de soluções de condução e convecção, onde estas últimas baseiam-se na combinação de duas situações limítrofes: convecção no regime da camada limite e no regime de transição. O modelo foi comparado com dados experimentais e numéricos da literatura, apresentando uma concordância excelente, caracterizada por uma diferença média quadrática de 2-4%.

Teertstra *et al.* (2004) basearam-se no modelo desenvolvido por Teertstra *et al.* (2003) para desenvolver um modelo analítico geral para um corpo convexo e isotérmico no interior de uma cavidade côncava, também isotérmica. O modelo foi validado através de testes experimentais para diversas configurações corpo-cavidade, como cubos concêntricos, cubo em esfera, esfera em cubo, entre outras geometrias. As medições foram efetuadas para uma ampla faixa de número de Rayleigh, desde o limite difusivo até o regime da camada limite. O modelo generalizado apresentou excelente concordância com os dados experimentais, com um desvio quadrático médio de 2-7% para todas as configurações de cavidade e condições de teste. Uma representação da cavidade considerada nesse estudo e do corpo convexo, é apresentada a seguir, na Figura 2.17.

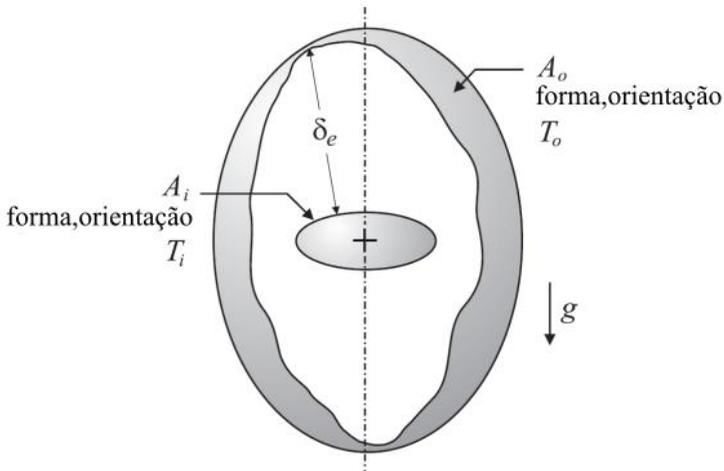


Figura 2.17- Cavidade côncava e corpo convexo isotermos considerados para o modelo de Teertstra *et al.* (2004). Fonte: Adaptado de Teertstra *et al.* (2004).

Na figura acima, é apresentada uma cavidade generalizada, de área interna A_o , isotérmica, a uma temperatura T_o , contendo um corpo interno convexo, de área superficial A_i e isotérmico, a uma temperatura T_i . A superfície do corpo interno se encontra a uma distância média da superfície interna da cavidade, chamada de espaçamento médio efetivo, δ_e .

O número de Nusselt médio no interior da cavidade, $\overline{Nu}_{\sqrt{A_i}}$, baseia-se na raiz da área molhada do corpo interno como comprimento característico, e combina três regimes de transferência de calor no interior da cavidade: o da difusão pura, representado pelo termo do fator de forma da condução da geometria ($S^*_{\sqrt{A_i}}$); o da convecção natural no regime da camada limite (Nu_{bl}) e o da convecção natural no regime de transição da difusão pura para o da convecção natural no regime de camada limite. A equação que correlaciona todos esses termos, permitindo o cálculo do Nusselt médio no interior da cavidade é apresentada a seguir:

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A_i}} = S^*_{\sqrt{A_i}} + \left(\frac{1}{\left(\frac{1}{Nu_{bl}}\right)^n + \left(\frac{1}{Nu_{tr}}\right)^n} \right)^{1/n} \quad (2.25)$$

Na qual as soluções assintóticas para o regime de transição e da camada limite para a convecção natural no interior da cavidade são combinadas utilizando a técnica de composição de Churchill e Usagi(1972). O parâmetro n é um parâmetro de combinação, de acordo com Teertstra *et al.*(2004), definido com base nos dados experimentais para diversas geometrias. O valor encontrado como o mais adequado para combinações de corpo interno e cavidades diversas nesse estudo, foi de $n = 2$.

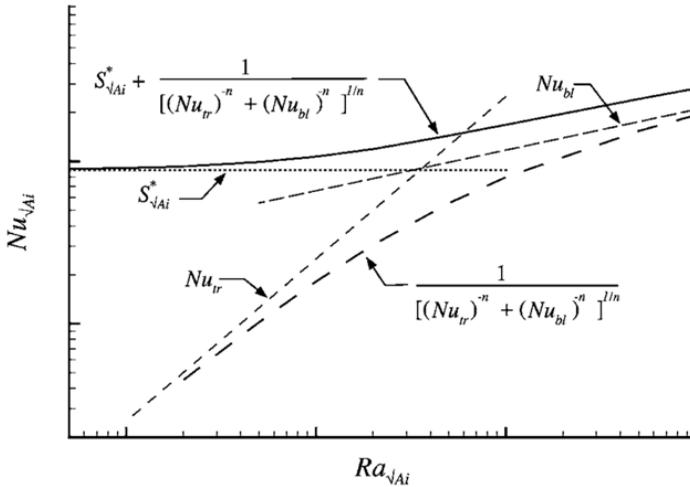


Figura 2.18- Composição dos limites assintóticos de transferência de calor no interior da cavidade. Fonte: Teertrstra et al. (2006).

A Figura 2.18 ilustra como o método das composições de Churchill e Usagi(1972) foi utilizado para combinar os limites assintóticos de transferência de calor no interior da cavidade de maneira que a expressão apresentada pela Equação (2.25) consiga representar todos os regimes de transferência de calor existentes. A curva do número de Nusselt na região da camada limite combinada com a curva do mesmo parâmetro para o regime de transição fornece uma curva que se comporta bem para valores de número de Rayleigh mais elevados, porém apresenta um erro considerável para valores mais baixos, isto é, para quando o regime no interior da cavidade é o de condução pura. Combinando o fator de forma de condução com a expressão obtida anteriormente, obtêm-se uma expressão válida para toda a faixa de números de Rayleigh no interior da cavidade, seja no regime de condução pura, no de transição ou no da camada limite.

O fator de forma da condução é composto por duas condições limítrofes assintóticas: o caso em que a placa plana se aproxima muito da parede da cavidade, e a situação que a placa plana se encontra suficientemente longe da parede. As duas soluções assintóticas são combinadas e, novamente através do método de solução composta de Churchill e Usagi (1972), tem-se que:

$$S_{\sqrt{A_i}}^* = [(S_{b/L_o \rightarrow 0}^*)^m + (S_{b/L_o \rightarrow \infty}^*)^m]^{1/m} \quad (2.26)$$

O termo $S_{b/L_o \rightarrow 0}^*$ representa o limite da condução unidimensional entre o corpo interno e a parede da cavidade e, para um corpo interno a uma distância b da parede da cavidade, seu valor é dado por (Teertstra et al., 2006):

$$S_{b/L_o \rightarrow 0}^* = \frac{\sqrt{A_i}}{b} \quad (2.27)$$

O outro termo, $S_{b/L_o \rightarrow \infty}^*$, corresponde à situação em que o corpo interno está distante o suficiente das paredes da cavidade a ponto de a transferência de calor por condução do corpo se tornar independente da sua distância à parede, sendo o fator de forma adimensional determinado com base em uma combinação de resistências térmicas:

$$S_{b/L_o \rightarrow \infty}^* = \frac{1}{k\sqrt{A_i}} \frac{1}{R} \quad (2.28)$$

em que:

$$R = R_{corpo} - R_{cavidade} \quad (2.29)$$

$$R_{corpo} = \frac{1}{k\sqrt{A_i}} \frac{1}{S_{corpo}^*} \quad (2.30)$$

$$R_{cavidade} = \frac{1}{k\sqrt{A_o}} \frac{1}{S_{cavidade}^*} \quad (2.31)$$

Os fatores S_{corpo}^* e $S_{cavidade}^*$ dependem apenas do tamanho dos corpos, sendo independentes da orientação e forma do corpo (Yovanovich, 1995). O termo A_o representa a área da superfície da cavidade. O parâmetro m é determinado com base em dados numéricos ou experimentais obtidos para uma ampla gama de cavidades, como demonstrado por Teertstra et al. (2006).

O número de Nusselt do regime da camada limite, Nu_{bl} , foi encontrado por Teertstra et al. (2004), combinando a correlação de Nusselt encontrada por Jafarpur (1992) para corpos convexos de formas

arbitrárias, considerando as fronteiras internas e externas da cavidade. A correlação é apresentada a seguir:

$$Nu_{bl} = \frac{F(Pr)G_{\sqrt{A_i}}Ra_{\sqrt{A_i}}^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{A_i}{A_o}\right)^{7/10} \left(\frac{G_{\sqrt{A_i}}}{G_{\sqrt{A_o}}}\right)^{4/5}\right]^{5/4}} \quad (2.32)$$

Na qual $F(Pr)$ é a função de Prandtl, definida por:

$$F(Pr) = \frac{0,67}{\left[1 + \left(\frac{0,5}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (2.33)$$

Os termos $G_{\sqrt{A_i}}$ e $G_{\sqrt{A_o}}$ se referem às funções de gravidade do corpo interno e da cavidade, respectivamente. Lee *et al.* (1991) definiram a função de força gravitacional tendo a raiz da área molhada (\sqrt{A}) como comprimento característico:

$$G_{\sqrt{A}} = \left[\frac{1}{A} \iint \left(\frac{P \sen(\theta)}{\sqrt{A}} \right)^{1/3} dA \right]^{3/4} \quad (2.34)$$

em que A é a área molhada pelo fluido no interior da cavidade, P é o perímetro do corpo interno em um plano perpendicular à direção do escoamento, e θ é o ângulo entre a normal da superfície molhada e o vetor gravidade. Portanto, $G_{\sqrt{A}}$ pode assumir valores muito distintos para a cavidade e o corpo interno, dependendo da sua forma, tamanho e orientação.

O número de Nusselt do regime de transição, Nu_{tr} , foi obtido por Teertstra *et al.* (2004) através de uma análise que considera uma cavidade esférica equivalente à cavidade considerada:

$$Nu_{tr} = \frac{\pi}{2880} \frac{\sqrt{A_i}}{L'} \left(\frac{\delta_e}{\sqrt{A_i}} \right)^3 Ra_{\sqrt{A_i}} \quad (2.35)$$

Na qual L' é o comprimento efetivo da cavidade equivalente, obtido através da média geométrica da soma dos comprimentos efetivos para a cavidade e corpo interno, para a fronteira superior e inferior (UB e LB):

$$L' = \frac{1}{2} \sqrt{(L_o + L_i)_{LB} (L_o + L_i)_{UB}} \quad (2.36)$$

O comprimento efetivo para a fronteira superior, L_{UB} , é dado pela razão entre a área da seção transversal do corpo em um plano perpendicular ao vetor gravidade (A_{UB}), dividida pelo perímetro máximo do corpo nesse plano (W_{UB}):

$$L_{UB} = \frac{A_{UB}}{W_{UB}} \quad (2.37)$$

O comprimento efetivo para a fronteira inferior, L_{LB} , é calculado da mesma maneira, porém considerando um plano paralelo ao vetor gravidade passando pelo corpo:

$$L_{LB} = \frac{A_{LB}}{W_{LB}} \quad (2.38)$$

O parâmetro δ_e é a distância efetiva entre o corpo interno e a parede da cavidade, calculada a partir do volume interno da cavidade, V , e a área molhada do corpo interno, A_i :

$$\frac{\delta_e}{\sqrt{A_i}} = \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \left[\left(6\sqrt{\pi} \frac{V}{A_i^{3/2}} + 1 \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (2.39)$$

O Nusselt médio para a convecção natural no interior da cavidade também pode ser definido por (Teertstra et al., 2006):

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A_i}} = \frac{Q}{k\sqrt{A_i}\Delta T} \quad (2.40)$$

em que Q é o calor dissipado em Watts pela placa, e ΔT é a diferença de temperatura característica, definida por:

$$\Delta T = (T_i - T_o) \quad (2.41)$$

Por último, A_i e A_o são as áreas superficiais do corpo interno e da cavidade (região interna) que definem a fronteira interna e externa de troca de calor no interior de uma cavidade e $Ra_{\sqrt{A_i}}$ é o número de Rayleigh com a raiz da área molhada como comprimento característico, definida por :

$$Ra_{\sqrt{A_i}} = \frac{g\beta(T_i - T_o)(\sqrt{A_i})^3}{\nu\alpha} \quad (2.42)$$

A correlação para o número de Nusselt é válida para os regimes de condução pura e de convecção natural laminar no interior da cavidade. Foram conduzidos experimentos com diversas combinações de cavidade e corpos internos, através de uma câmara de teste de pressão interna variável, utilizando ar como fluido de trabalho.

A Tabela 2.1 apresenta os resultados da comparação dos dados obtidos através do modelo analítico com os dados experimentais, para uma variedade de configurações de cavidade e de tamanhos relativos.

Tabela 2.1- Comparação dos dados obtidos por Teertstra et al. (2004) analiticamente e experimentalmente para diversas configurações de cavidade.

Fonte: Adaptado de Teertstra et al. (2004).

Cavidade	Dimensões	RMS %	max.%
Cubos concêntricos	$s_o/s_i= 1,49$	4,7	7,7
	2	3,1	5,7
	3,08	2,6	6,4
	4,96	5,3	9,2
Cubo em esfera	$d_o/s_i= 1,79$	2,4	5,5
	2,76	7,2	11,1
	4,44	7,3	11,2
Esfera em cubo	$s_o/d_i=1,68$	2,3	6,2
	2,23	2,5	5,1
	3,35	4,6	8,9
Esferóide achatado em cavidade esférica		7,8	11,9
Cilindro em cavidade cúbica		5,6	9,9
Cubóide em cavidade cúbica		3,2	7,7

Na Tabela 2.1, s_o e s_i são os valores da aresta da cavidade cúbica e do corpo cúbico interno respectivamente, e d_o e d_i são os diâmetros da cavidade esférica e do corpo esférico interno, respectivamente.

Percebe-se, pelos dados apresentados, que o modelo analítico se comporta muito bem para uma gama extensa de configurações geométricas e tamanhos, tendo uma vasta aplicação para cavidades côncavas e corpos convexos isotérmicos diversos.

Corvaro e Paroncini (2007) analisaram numericamente, pelo método dos volumes finitos, a influência do posicionamento de uma pequena fonte de calor no interior de uma cavidade quadrada bidimensional preenchida com ar sobre o mecanismo de convecção natural. Foi adotada hipótese de escoamento laminar. A solução foi obtida para regimes permanente e transiente, sendo que no último a discretização foi implícita de segunda ordem. Os resultados obtidos foram comparados com uma análise experimental feita através de velocimetria por imagem de partículas (PIV) e de interferometria holográfica, com desvios relativos

no número de Nusselt inferiores a 7%, para uma faixa extensa do número de Rayleigh. Como observado por Ntubarufata et al. (1993), foram obtidos valores mais elevados do número de Nusselt para uma fonte de calor centralizada.

Abu-Nada e Oztop (2009) investigaram numericamente o efeito da inclinação de uma cavidade bidimensional com paredes isotérmicas sobre a transferência de calor por convecção natural de um nanofluido de partículas de cobre, para diferentes valores do número de Rayleigh. A análise numérica foi executada pelo método dos volumes finitos, com os termos difusivos aproximados através de uma interpolação linear (ou método das diferenças centrais) e os termos convectivos através de uma interpolação *upwind* de segunda ordem. O método das sobre/sub relaxações sucessivas foi utilizado para resolver o sistema linear resultante. O número de Nusselt obtido numericamente foi comparado aos valores experimentais de outros trabalhos, com boa concordância. O maior valor do Nusselt médio foi para a inclinação de 30° (para todos os valores de Rayleigh), que segundo os autores é devido ao aumento da velocidade nessa configuração.

2.5 DISSIPADORES DE CALOR

Dissipadores de calor são conjuntos de superfícies estendidas, cujo dimensionamento é extremamente relevante para o projeto de sistemas de resfriamento de componentes eletrônicos em geral. A maioria dos trabalhos na área são realizados com base em correlações de transferência de calor disponíveis na literatura, como as propostas por Elenbaas e por Bar-Cohen e Rohsenow (INCROPERA et al., 2011).

Seguindo o mesmo procedimento adotado por Teertstra e colaboradores anos depois para desenvolver uma correlação para a convecção natural de corpos no interior de cavidades (Teertstra *et al.*, 2004, 2006), Culham *et al.* (1995) desenvolveram um modelo analítico para calcular a performance térmica de dissipadores de calor retangulares utilizando o modelo de placa plana no regime de camada limite. O modelo foi comparado a resultados experimentais obtidos por Karagiozis (1991), além de resultados numéricos obtidos utilizando uma ferramenta de simulação conhecida como META, para diversas geometrias de dissipador. Esta ferramenta foi desenvolvida por Culham *et al.* (1991) com base na formulação integral das equações da camada limite combinada com uma solução de volumes finitos para modelar transferência de calor conjugada com convecção forçada, natural ou

mista. O dissipador considerado por Culham *et al.* (1995) é apresentado na Figura 2.19.

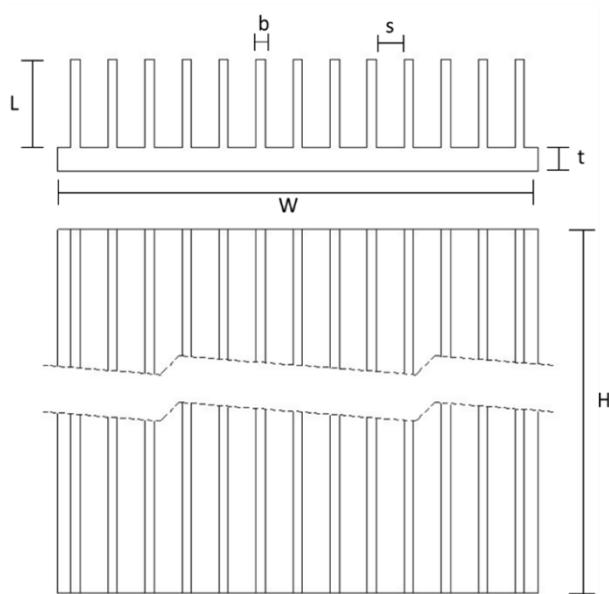


Figura 2.19- Dissipador de aletas retas longitudinais considerado por Culham *et al.* (1995). Fonte: Autor.

O modelo analítico beneficia-se da correlação obtida por Yovanovich e Jafarpur (1993), que considera um cubóide de tamanho arbitrário e os limites difusivos e convectivos para um corpo isotérmico cujo comprimento característico é a raiz quadrada da área molhada:

$$Nu_{\sqrt{A}} = Nu_{\sqrt{A}}^{\infty} + F(\text{Pr})G_{\sqrt{A}}Ra_{\sqrt{A}}^{1/4} \quad (2.43)$$

em que o número de Nusselt no limite difusivo para um cubóide com dimensões $L \times W \times H$ é dado por:

$$Nu_{\sqrt{A}}^{\infty} = \frac{3,192 + 1,868(L/H)^{0,76}}{\sqrt{1 + 1,189(L/H)}} \quad (2.44)$$

As funções do número de Prandtl e a de gravidade são dadas por:

$$F(Pr) = \frac{0,670}{[1 + (0,5/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (2.45)$$

$$G_{\sqrt{A}} = 2^{1/8} \left[\frac{H(L * N_f + t + W)^2}{(b * L * N_f + t * W + H(L * N_f + t + W))^{3/2}} \right]^{1/4} \quad (2.46)$$

em que b é o espaçamento entre as aletas, t é a espessura das aletas e N_f o número de aletas do dissipador. Vale pontuar que essas correlações só são válidas se o crescimento da camada limite na parede das aletas ocorrer sem restrição até o final do escoamento, isto é, se as camadas limites térmicas em aletas adjacentes forem distintas (Culham, 1995).

Os resultados obtidos experimentalmente por Karagiozis (1991) para um dissipador longitudinal de aletas retas de $150 \times 220 \times 9,5$ mm com cinco aletas de tamanho $150 \times 150 \times 9,5$ mm foram comparados com os resultados analíticos (da correlação) e numéricos (simulador META) e são apresentados na Figura 2.21.

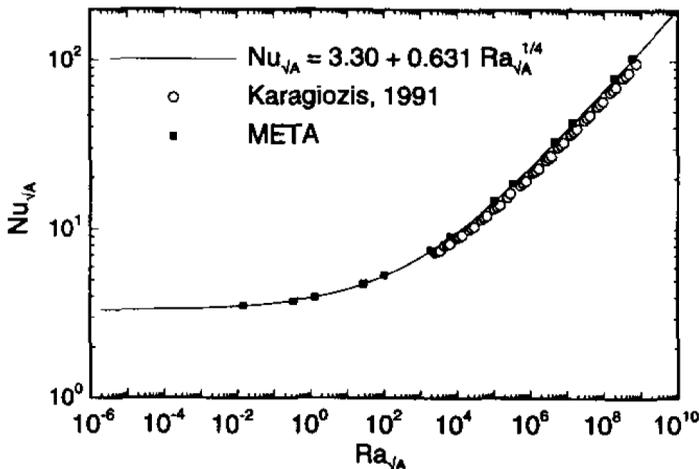


Figura 2.20 – Comparação de resultados obtidos para um dissipador de calor de aletas longitudinais retas de $150 \times 220 \times 9,5$ mm. Fonte: Culham et al. (1995).

Nota-se que a concordância entre os resultados é bastante satisfatória, aproximadamente de 9% ao longo da faixa de números de Rayleigh avaliada (Culham *et al.*, 1995). A correlação analítica e o modelo utilizado no META consideraram que o dissipador se comporta como uma placa base estendida, com a área da placa sendo a área da superfície molhada.

2.6 FECHAMENTO E OBJETIVOS ESPECÍFICOS

A revisão da bibliografia mostrou que, em circuitos de potência de inversores de frequência, os componentes que são responsáveis pela maior dissipação de energia são os diodos e transistores, através de perdas por condução e comutação. Para manter esses e outros componentes dentro dos limites de temperatura seguros para a operação do circuito, desenvolveram-se métodos matemáticos para a modelagem térmica dos componentes. Esses métodos podem ser classificados em: analíticos, numéricos e de rede térmica. Os trabalhos presentes na literatura apontam que os métodos mais precisos na determinação das temperaturas dos componentes são os analíticos, seguidos dos numéricos e dos de rede térmica.

Outro aspecto importante notado durante a revisão bibliográfica foi da predominância do uso da convecção natural como mecanismo de transferência de calor no interior dos invólucros para inversores de frequência, o que levou à busca de correlações para convecção natural no interior de cavidades. Foram encontradas correlações generalizadas, como a de Teertstra *et al.* (2004), que permitem avaliar a transferência de calor de um circuito eletrônico no interior de um invólucro preenchido com fluido, como é o caso do presente trabalho.

Além disso, percebe-se que existem sistemas de resfriamento para inversores de frequência submarinos já patenteados e alguns até testados, como é o caso dos equipamentos SIEMENS, ABB e NEBB. A presença de tais dispositivos confere ânimo à pesquisa, pois evidencia que tal aparato é viável tecnicamente e passível de ser utilizado para a aplicação a qual se destina. Porém, nota-se que apesar dos esforços e tecnologias utilizadas, não foi desenvolvido nenhum sistema de resfriamento considerando uma otimização dos parâmetros geométricos do invólucro para o desempenho térmico, de maneira a reduzir consideravelmente seu peso, volume de óleo utilizado e eficiência.

O presente trabalho se dispõe a preencher essa lacuna, desenvolvendo um invólucro com dimensões otimizadas, compacto, eficiente e que atenda aos requisitos térmicos de operação dos circuitos

eletrônicos e seus componentes. O modelo analítico-numérico que será utilizado como base para essa otimização, feita através de um algoritmo genético, será baseado no modelo analítico desenvolvido por Teertstra et al. (2004), para corpos convexos isotérmicos no interior de cavidades côncavas isotérmicas. Tal modelo comportou-se bem quando comparado a dados experimentais para as mais diversas geometrias e tamanhos de corpos internos e cavidades. A seguir, são apresentados os objetivos específicos que nortearão o trabalho:

- Desenvolver um procedimento de cálculo analítico-numérico, baseado em correlações de transferência de calor disponíveis na literatura, que permita avaliar o desempenho térmico do sistema proposto, bem como prever as temperaturas dos componentes no seu interior;
- Buscar, com base em um algoritmo de otimização e no modelo analítico-numérico proposto, a combinação de características geométricas que gerem o melhor desempenho do sistema;
- Projetar, com base no espaço de variáveis determinado pelo algoritmo, um protótipo do sistema e uma bancada experimental que permita o teste do mesmo;
- Validar, através de testes no protótipo, o modelo analítico-numérico desenvolvido para o sistema de resfriamento.

3 MODELO MATEMÁTICO

3.1 MODELO DE REDE TÉRMICA

A primeira etapa do desenvolvimento do trabalho é a construção do modelo matemático que será a base do algoritmo de otimização, através da definição da função objetivo e das restrições impostas às variáveis do problema.

O modelo de transferência de calor por convecção natural em cavidades proposto por Teertstra *et al.* (2004) com base em soluções assintóticas para os diferentes regimes serviu de ponto de partida para a elaboração de uma rede térmica específica para avaliar o desempenho de uma cavidade cilíndrica anular, proposta aqui como um novo conceito de sistema de resfriamento de inversores por imersão em óleo mineral.

O presente trabalho se propõe então a deduzir uma correlação para o número de Nusselt médio no interior da cavidade anular, que possa ser utilizada para determinar o coeficiente de transferência de calor no interior da cavidade.

A geometria proposta, ilustrada na Figura 3.1, consiste em uma cavidade cilíndrica anular com as placas de circuito divididas por fase (tendo em vista que o circuito é trifásico), posicionadas entre as paredes da cavidade, centralizadas com relação à altura e a folga anular, e defasadas de 120° entre si.

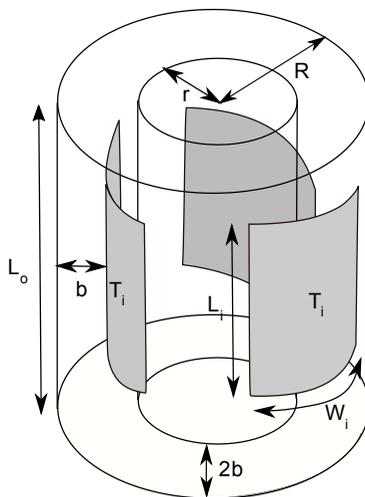


Figura 3.1 – Geometria proposta para o sistema de resfriamento. Fonte: Autor.

Tendo em vista que a cavidade estará envolta por água do mar na aplicação real, entende-se que esta geometria é capaz de proporcionar uma boa relação entre a área de superfície da cavidade e o volume de fluido, o que maximiza a transferência de calor através das paredes. Outra vantagem do formato anular é que, dependendo do gradiente de temperatura entre a parede da cavidade e a água e da dimensão da região circular interna, o tubo interno irá se comportar como um canal vertical cilíndrico, o que implica em maiores condutâncias térmicas e em um resfriamento mais uniforme das placas.

A fim de facilitar o uso da correlação desenvolvida por Teertstra *et al.* (2004), as placas foram consideradas curvas no modelo matemático, de maneira a manter constante o espaçamento entre elas e as paredes da cavidade. Além disso, devido à simetria angular, o modelo analisa apenas uma célula da cavidade, correspondente à terça parte da mesma, com uma placa no seu interior, fazendo o papel do corpo interno, como mostra a Figura 3.2.

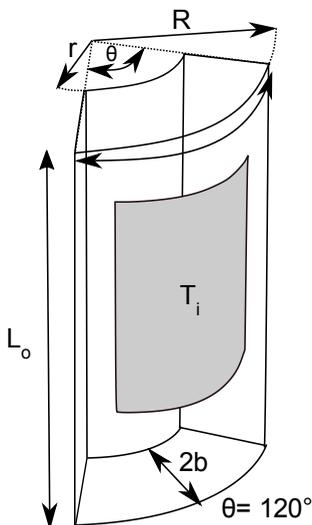


Figura 3.2 - Célula da cavidade a ser considerada pelo modelo matemático.

Fonte: Autor.

Com a geometria do modelo definida, o próximo passo para a construção do modelo matemático é a definição do problema de transferência de calor a ser solucionado.

O sistema a ser modelado consiste em um conjunto de três placas com dissipadores de alumínio, de área molhada A_i , que dissipam calor a uma taxa Q , imersas em uma cavidade cilíndrica anular, preenchida com fluido dielétrico (óleo MIDEL 7131®). Considera-se que o meio externo seja composto por água, com temperatura uniforme conhecida. A temperatura limite das placas é a temperatura máxima de operação para um circuito elétrico, de 75°C (Franchi, 2009). Os planos de simetria que separam as três células do modelo são considerados adiabáticos.

As incógnitas do problema geral de dimensionamento do sistema de resfriamento são os parâmetros geométricos (dimensões) da cavidade, as temperaturas do fluido na cavidade e das placas e, conseqüentemente, os valores dos coeficientes de transferência de calor internos e externos. Todas as temperaturas presentes neste problema térmico estão interligadas por resistências térmicas que, para uma célula unitária, em regime permanente, toma a forma mostrada na Figura 3.3

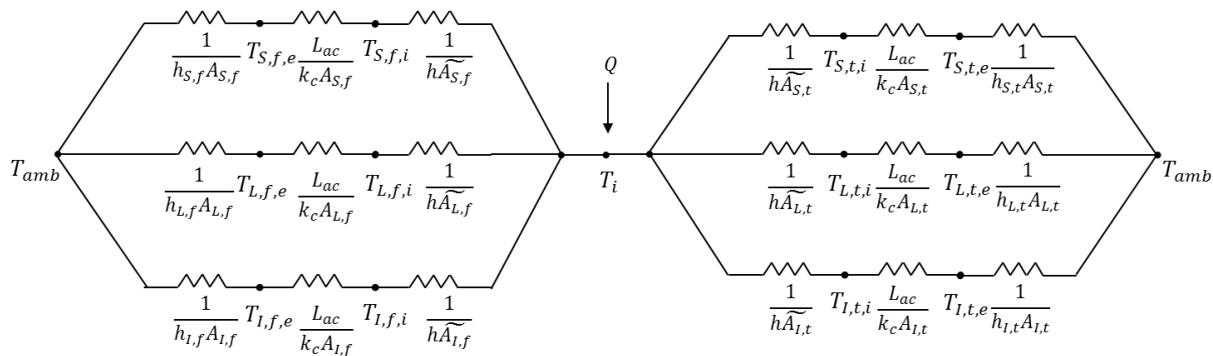


Figura 3.3 – Rede térmica para uma célula unitária da cavidade anular com uma placa com taxa de dissipação de calor prescrita. Fonte: Autor

As variáveis L_{ac} e k_c se referem à espessura da parede da cavidade e a condutividade térmica das paredes da cavidade. O nó de temperatura T_i se refere à temperatura da superfície do dissipador à meia altura e o nó T_{amb} à temperatura da água no exterior do invólucro.

As áreas ponderadas \widetilde{A}_n que surgem nas resistências térmicas de convecção natural na cavidade são calculadas pela seguinte equação:

$$\widetilde{A}_n = \frac{A_n}{A_o} \cdot A_i \quad (3.1)$$

em que o prefixo n se refere à porção da parede da cavidade associada à resistência térmica de convecção natural em questão. A_o e A_i se referem, respectivamente, à área interna total da cavidade e área molhada do corpo interno, que é a área de referência para definir o comprimento característico da correlação.

A nomenclatura de cada nó de temperatura da rede térmica, área de superfície e coeficiente de transferência de calor das paredes do invólucro foi estabelecida de acordo com os critérios apresentados na Figura 3.4, definidos com base na posição geométrica:

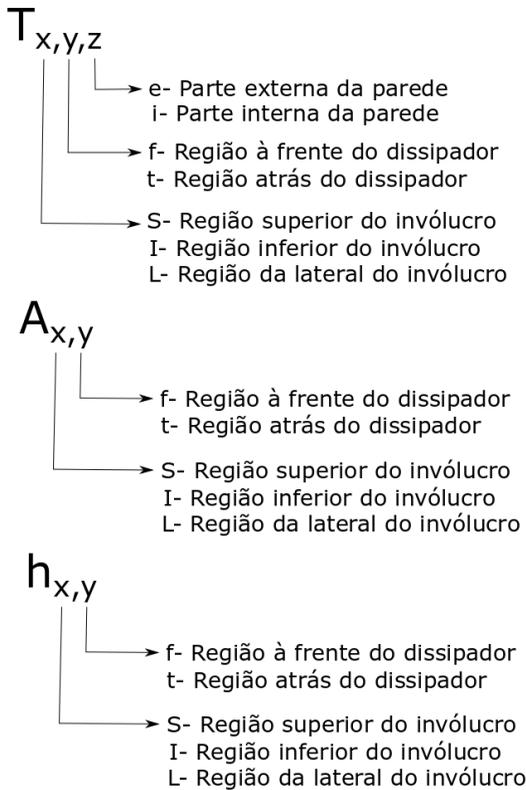
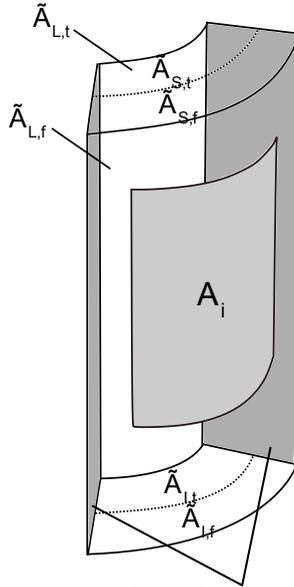


Figura 3.4– Nomenclatura utilizada para os nós, áreas e coeficiente de transferência de calor nas paredes do invólucro. Fonte: Autor.

As áreas ponderadas do modelo são mostradas na Figura 3.5. A cada área da parede da cavidade são atribuídos dois nós de temperatura na rede térmica, sendo um para a face interna e outro para a externa.



Superfícies adiabáticas

Figura 3.5- Indicação das áreas ponderadas da célula utilizadas na rede térmica. Fonte: Autor.

O valor de h (coeficiente de transferência de calor por convecção natural da cavidade anular) foi determinado com base em uma adaptação da correlação assintótica desenvolvida por Teerstra *et al.* (2004), apresentada no Capítulo 2.

A dependência da correlação com relação à geometria se dá principalmente pelas funções de gravidade, $G_{\sqrt{A}}$, definidas com base na forma e orientação das superfícies. Dessa forma, funções de gravidade específicas foram obtidas para os elementos geométricos do presente modelo.

Admitindo que a uma das superfícies das placas será, efetivamente, um dissipador de calor quadrado com aletas longitudinais retas, a função de gravidade $G_{\sqrt{A_i}}$ pode ser definida como (Culham *et al.*, 1995):

$$G_{\sqrt{A_i}} = \left[\frac{H(LN_f + t + W)^2}{(bLN_f + tW + H(LN_f + t + W))^{3/2}} \right]^{1/4} \quad (3.2)$$

em que H é a altura do dissipador, L é a altura da aleta, b a espessura da aleta, t a espessura da placa-base, W a largura do dissipador e N_f o número de aletas.

A função de gravidade da cavidade anular, $G_{\sqrt{A_o}}$, foi definida com base em um procedimento relatado por Johnson (2016) para a associação em série de funções de gravidade independentes para cada superfície. Por exemplo, para a cavidade anular do presente problema, a associação leva em conta as paredes laterais, superior e inferior. A expressão proposta por Johnson (2016) é dada por:

$$G_{\sqrt{A}} = \sum_{i=1}^N \left[(G_{\sqrt{A}})_i^{4/3} \widetilde{A}_i^{7/6} \right]^{3/4} \quad (3.3)$$

em que $(G_{\sqrt{A}})_i$ é a função de gravidade de cada superfície associada em série e \widetilde{A}_i é a fração da enésima área na área total analisada. Considerando a lateral externa e interna do cilindro como uma superfície vertical com perímetro constante, pode-se calcular suas funções de gravidade como:

$$G_{\sqrt{A_{late}}} = \left(\frac{4\pi R}{3(4\pi R L_o)^{1/2}} \right)^{1/4} \quad (3.4)$$

$$G_{\sqrt{A_{lati}}} = \left(\frac{4\pi r}{3(4\pi r L_o)^{1/2}} \right)^{1/8} \quad (3.5)$$

Utilizando a Equação (2.34), deduz-se as expressões da função de gravidade para a tampa superior e inferior da célula da cavidade:

$$G_{\sqrt{A_{sup}}} = \left[\frac{2,1(R+r)}{\sqrt{0,66\pi(R^2-r^2)}} \right]^{1/4} \quad (3.6)$$

$$G_{\sqrt{A_{inf}}} = \frac{G_{\sqrt{A_{sup}}}}{2} \quad (3.7)$$

Combinando esses termos com a função de gravidade combinada obtida para as laterais, usando a Equação (3.3) obtêm-se, finalmente:

$$G_{\sqrt{A_o}} = \left[G_{\sqrt{A_{late}}}^{4/3} \widetilde{A_{late}^{7/6}} + G_{\sqrt{A_{lat_i}}}^{4/3} \widetilde{A_{lat_i}^{7/6}} + G_{\sqrt{A_{inf}}}^{4/3} \widetilde{A_{inf}^{7/6}} + G_{\sqrt{A_{sup}}}^{4/3} \widetilde{A_{sup}^{7/6}} \right]^{3/4} \quad (3.8)$$

Outro parâmetro que tem grande influência da geometria do corpo interno é o fator de forma de condução, $S_{\sqrt{A_i}}^*$, que determina o limite difusivo do número de Nusselt no interior da cavidade. De acordo com Lee *et al.* (1991), o fator de forma de condução para uma esfera com volume equivalente ao volume da cavidade é dado por,

$$S_{esfera}^* = 2\sqrt{\pi} \quad (3.9)$$

Logo, a resistência térmica de condução da esfera se torna:

$$R_{esfera} = \frac{1}{2k\sqrt{A_o}\pi} = \frac{1}{4k\pi r_{eq}} \quad (3.10)$$

O raio equivalente da esfera, r_{eq} , pode ser determinado igualando o volume de uma esfera ao volume da cavidade em questão:

$$V_{esfera} = V_{cavidade} \quad (3.11)$$

$$\frac{4}{3}\pi r_{eq}^3 = \pi(R^2 - r^2)L_o \therefore r_{eq} = \left[\frac{3}{4}\pi(R^2 - r^2)L_o \right]^{1/3} \quad (3.12)$$

Logo, tem-se:

$$R_{esfera} = \frac{1}{4k\pi \left[\frac{3}{4}\pi(R^2 - r^2)L_o \right]^{1/3}} \quad (3.13)$$

Para o corpo interno, o fator de forma de condução foi definido de acordo com Culham *et al.* (1995):

$$S_{\sqrt{A_i}}^* = \frac{3,192 + 1,868(W_i/L_i)^{0,76}}{\sqrt{1 + 1,189(W_i/L_i)}} \quad (3.14)$$

Assim, a resistência térmica de condução do corpo interno é dada por:

$$R_{corpo} = \frac{1}{k\sqrt{A_i}} \left[\frac{3,192 + 1,868(W_i/L_i)^{0,76}}{\sqrt{1 + 1,189(W_i/L_i)}} \right]^{-1} \quad (3.15)$$

Finalmente, usando a Equação (2.29), define-se a resistência térmica associada ao fator de forma da condução do corpo no interior da cavidade:

$$R = \left\{ \left[4k\pi \left[\frac{3}{4}\pi(R^2 - r^2)L_o \right]^{1/3} \right]^{-1} - \left[\frac{k\sqrt{A_i}(3,192 + 1,868 \left(\frac{W_i}{L_i} \right)^{0,76})}{\sqrt{1 + 1,189(W_i/L_i)}} \right]^{-1} \right\} \quad (3.16)$$

Logo, o fator de forma da condução adimensional é dado por:

$$S_{b/L_o \rightarrow \infty}^* = \frac{1}{k\sqrt{A_i}} \frac{1}{R} \quad (3.17)$$

Substituindo a Equação (3.16) na Equação (3.17) finalmente, tem-se:

$$S_{b/L_o \rightarrow \infty}^* = \frac{1}{\sqrt{A_i}} \frac{1}{\left\{ \left[4\pi \left[\frac{3}{4}\pi(R^2 - r^2)L_o \right]^{1/3} \right]^{-1} - \left[\frac{\sqrt{A_i}(3,192 + 1,868 \left(\frac{W_i}{L_i} \right)^{0,76})}{\sqrt{1 + 1,189(W_i/L_i)}} \right]^{-1} \right\}} \quad (3.18)$$

O fator de forma da condução para o limite assintótico em que a razão de aspecto da cavidade é pequena e o corpo interno se aproxima da parede, $S_{b/L_o \rightarrow 0}^*$, é dado pela Equação (2.27). Utilizando a Equação (2.26), combina-se então os dois limites assintóticos. O valor do expoente m presente nesta equação será determinado com base numa comparação do modelo analíticos com os experimentais.

De igual importância para o modelo, é a definição da diferença de temperaturas característica presente no número de Rayleigh da cavidade, $Ra_{\sqrt{A_i}}$, para a geometria proposta. Mais especificamente, a temperatura da parede, T_o , suposta uniforme nos trabalhos de Teertstra e

colaboradores (Teertstra *et al.*, 2004, 2006) é calculada no presente estudo como uma média ponderada:

$$T_o = \frac{A_{S,f}T_{S,f,i} + A_{L,f}T_{L,f,i} + A_{I,f}T_{I,f,i} + A_{S,t}T_{S,t,i} + A_{L,t}T_{L,t,i} + A_{I,t}T_{I,t,i}}{A_o} \quad (3.19)$$

A temperatura do fluido, T_f , usada para estimar as propriedades físicas do óleo MIDEL® 7131 (apresentadas no Apêndice C) são determinadas pelas seguintes expressões, obtidas a partir da definição da temperatura adimensional na cavidade sugerida por Teertstra *et al.* (2006):

$$\emptyset = \frac{T_i - T_f}{T_f - T_o} \quad (3.20)$$

Logo, a temperatura do fluido no interior da cavidade é dada por:

$$T_f = \frac{\emptyset T_o + T_i}{(1 + \emptyset)} \quad (3.21)$$

em que o parâmetro \emptyset é calculado por (Teertstra *et al.*, 2006):

$$\emptyset = \left(\left(\frac{A_i}{A_o} \right)^{7/8} \frac{G_o}{G_i} \right)^{8/10} \quad (3.22)$$

Os coeficientes de transferência de calor por convecção natural nas superfícies externas da cavidade anular são obtidos a partir de correlações mais difundidas na literatura. Os coeficientes da parte superior da cavidade (tampa), $h_{S,t}$ e $h_{S,f}$, são determinados a partir da correlação apresentada por Lloyd e Moran (1974) para placas planas aquecidas voltadas para cima:

$$\overline{Nu}_L = \begin{cases} 0,54Ra_{L_c}^{1/4} & (10^4 < Ra_{L_c} < 10^7) \\ 0,15Ra_{L_c}^{1/3} & (10^7 < Ra_{L_c} < 10^9) \end{cases} \quad (3.23)$$

Para determinar os coeficientes convectivos da região inferior, parte externa, $h_{I,t}$ e $h_{I,f}$, foi utilizada a seguinte correlação, proposta por Incropera *et al.* (2011) para superfícies aquecidas e voltadas para baixo:

$$\overline{Nu}_{L_c} = 0,27 Ra_{L_c}^{1/4} \quad (10^5 < Ra_{L_c} < 10^{10}) \quad (3.24)$$

em que Ra_{L_c} é o número de Rayleigh dado por:

$$Ra_{L_c} = \frac{g\beta_a(T_p - T_c)L_c^3}{\nu_a\alpha_a} \quad (3.25)$$

em que T_p é a temperatura na superfície inferior (região externa), T_c é a temperatura da água no exterior, β_a é o coeficiente de expansividade volumétrica da água, ν_a é viscosidade cinemática da água e α_a é a difusividade térmica da água, e L_c é o comprimento característico para as superfícies externas, na parte superior e inferior do invólucro, definido como a razão entre a área e o perímetro dessas superfícies:

$$L_c = \frac{A}{P} = \frac{(\pi(R^2 - r^2)/3)}{(4b + \pi(R + r)/3)} \quad (3.26)$$

O coeficiente da parte lateral externa da cavidade, $h_{L,f}$ foi determinado através da correlação para placa plana vertical de Churchill e Chu (1975), válida para toda a faixa de Ra_{L_o} :

$$\overline{Nu}_{L_o} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_{L_o}^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.27)$$

em que Ra_{L_o} é o número de Rayleigh para uma placa plana vertical de altura L_o dado por:

$$Ra_{L_o} = \frac{g\beta_a(T_{L,f,e} - T_c)L_o^3}{\nu_a\alpha_a} \quad (3.28)$$

e $T_{L,f,e}$ é a temperatura na superfície lateral externa do invólucro. Essa correlação só é válida se a seguinte condição for satisfeita para a superfície cilíndrica (Incropera *et al.*, 2011):

$$\frac{2R}{L_o} \geq \frac{35}{Gr_{L_o}^{1/4}} \quad (3.29)$$

em que Gr_{L_o} é o número de Grashof definido como Ra_{L_o}/Pr .

Para a parede vertical do canal interno, o coeficiente de transferência de calor $h_{L,t}$, foi obtido a partir de uma correlação para um canal vertical isotérmico de seção transversal arbitrária, válida para escoamento plenamente desenvolvido ou em regime da camada limite (Yovanovich *et al.*, 2002):

$$\overline{Nu_{\sqrt{A_{li}}}} = \left[(Nu_{fd})^{-1,03} + (Nu_{bl})^{-1,03} \right]^{-1/1,03} \quad (3.30)$$

em que Nu_{fd} e Nu_{bl} representam, respectivamente, o número de Nusselt para o escoamento plenamente desenvolvido e para o regime de camada limite, calculados através das expressões:

$$Nu_{fd} = \frac{2Ra_{\sqrt{A_{li}}} \left(\frac{\sqrt{A_{li}}}{L_o} \right)}{8\sqrt{\pi}} \left(\frac{\sqrt{A_{li}}}{P_{li}} \right)^2 \quad (3.31)$$

$$Nu_{bl} = 0,6 \left[Ra_{\sqrt{A_{li}}} \left(\frac{\sqrt{A_{li}}}{L} \right) \right]^{1/4} \quad (3.32)$$

em que $P_{li} = 0,33 * 2r$ é o perímetro da seção transversal do duto, A_{li} é a área da seção transversal do canal interno e L_o é o comprimento do mesmo. O número de Rayleigh característico do canal interno, $Ra_{\sqrt{A_{li}}}$, é dado por:

$$Ra_{\sqrt{A_{li}}} = \frac{g\beta_a(T_{L,t,e} - T_c)A_{li}^{3/2}}{\nu_a\alpha_a} \quad (3.33)$$

As propriedades da água utilizadas no cálculo dos parâmetros adimensionais necessários para as correlações de convecção natural no exterior do invólucro foram obtidas de uma base de dados conhecida da literatura (ROHSENOW, HARTNETT e CHO,1998).

3.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO DA REDE TÉRMICA

Para uma potência dissipada e parâmetros geométricos bem definidos, as correlações descritas nesta seção fornecem as resistências da rede térmica, de modo que o sistema de equações correspondente pode ser escrito a fim de se determinar a temperatura de equilíbrio da placa, T_i . O sistema é composto por 13 equações, que correspondem ao número de nós da rede térmica. O mesmo é então representado na forma matricial, $AT = B$, para que possa ser resolvido.

No entanto, como os coeficientes de transferência de calor e as propriedades do fluido no interior do invólucro são funções das temperaturas dos nós intermediários do circuito térmico, não conhecidas, um procedimento iterativo para a solução do sistema de equações deve ser adotado.

Para tal tarefa, optou-se por utilizar um algoritmo do tipo Gauss-Seidel (ELLISON,2011) com sub-relaxação. Cada nó da rede térmica é representado pela seguinte equação:

$$\left(\sum_j C_{ij} \right) T_i + \sum_j (-C_{ij}) T_j = Q_i \quad (3.34)$$

em que o coeficiente C_{ij} é o inverso da resistência térmica entre os pontos i e j , T_i e T_j são as temperaturas do nó em análise e daqueles ao seu redor, respectivamente, e Q_i é a taxa de transferência de calor (em W) que entra ou sai do nó T_i . Para o nó que representa a temperatura na superfície da placa, $Q_i = Q$, para os nós onde existe convecção natural da água a uma temperatura T_{amb} , temos que $Q_i = h_{conv} A_{conv} T_{amb}$, em que h_{conv} é o coeficiente convectivo associado ao nó e A_{conv} a área de troca de calor associada ao nó. Para os nós em que não existe entrada ou saída externa de calor, o lado direito da Equação (3.34) é zero.

O sistema de equações obtido para a rede térmica utilizada no modelo matemático do presente trabalho a partir da aplicação da Equação (3.34) é apresentada na Figura 3.6:

$$\begin{aligned}
 & h(\widetilde{A}_{S,f} + \widetilde{A}_{L,f} + \widetilde{A}_{I,f} + \widetilde{A}_{S,t} + \widetilde{A}_{L,t} + \widetilde{A}_{I,t})T_i - h\widetilde{A}_{S,f}T_{S,f,i} - h\widetilde{A}_{L,f}T_{L,f,i} - h\widetilde{A}_{I,f}T_{I,f,i} - h\widetilde{A}_{S,t}T_{S,t,i} - h\widetilde{A}_{L,t}T_{L,t,i} - h\widetilde{A}_{I,t}T_{I,t,i} = Q \\
 & (h\widetilde{A}_{S,f} + k_c A_{S,f}/L_{ac}) T_{S,f,i} - h\widetilde{A}_{S,f}T_i - k_c A_{S,f}/L_{ac} T_{S,f,e} = 0 \\
 & (h_{S,f} A_{S,f} + k_c A_{S,f}/L_{ac}) T_{S,f,e} - k_c A_{S,f}/L_{ac} T_{S,f,i} = h_{S,f} A_{S,f} T_{amb} \\
 & (h\widetilde{A}_{L,f} + k_c A_{L,f}/L_{ac}) T_{L,f,i} - h\widetilde{A}_{L,f}T_i - k_c A_{L,f}/L_{ac} T_{L,f,e} = 0 \\
 & (h_{L,f} A_{L,f} + k_c A_{L,f}/L_{ac}) T_{L,f,e} - k_c A_{L,f}/L_{ac} T_{L,f,i} = h_{L,f} A_{L,f} T_{amb} \\
 & (h\widetilde{A}_{I,f} + k_c A_{I,f}/L_{ac}) T_{I,f,i} - h\widetilde{A}_{I,f}T_i - k_c A_{I,f}/L_{ac} T_{I,f,e} = 0 \\
 & (h_{I,f} A_{I,f} + k_c A_{I,f}/L_{ac}) T_{I,f,e} - k_c A_{I,f}/L_{ac} T_{I,f,i} = h_{I,f} A_{I,f} T_{amb} \\
 & (h\widetilde{A}_{S,t} + k_c A_{S,t}/L_{ac}) T_{S,t,i} - h\widetilde{A}_{S,t}T_i - k_c A_{S,t}/L_{ac} T_{S,t,e} = 0 \\
 & (h_{S,t} A_{S,t} + k_c A_{S,t}/L_{ac}) T_{S,t,e} - k_c A_{S,t}/L_{ac} T_{S,t,i} = h_{S,t} A_{S,t} T_{amb} \\
 & (h\widetilde{A}_{L,t} + k_c A_{L,t}/L_{ac}) T_{L,t,i} - h\widetilde{A}_{L,t}T_i - k_c A_{L,t}/L_{ac} T_{L,t,e} = 0 \\
 & (h_{L,t} A_{L,t} + k_c A_{L,t}/L_{ac}) T_{L,t,e} - k_c A_{L,t}/L_{ac} T_{L,t,i} = h_{L,t} A_{L,t} T_{amb} \\
 & (h\widetilde{A}_{I,t} + k_c A_{I,t}/L_{ac}) T_{I,t,i} - h\widetilde{A}_{I,t}T_i - k_c A_{I,t}/L_{ac} T_{I,t,e} = 0 \\
 & (h_{I,t} A_{I,t} + k_c A_{I,t}/L_{ac}) T_{I,t,e} - k_c A_{I,t}/L_{ac} T_{I,t,i} = h_{I,t} A_{I,t} T_{amb}
 \end{aligned}$$

Figura 3.6- Sistema de equações obtido a partir da rede térmica do sistema de resfriamento.

Inicialmente, são arbitradas as temperaturas dos nós para que se possa calcular os coeficientes C_{ij} e, posteriormente, utiliza-se esses coeficientes e as condições de contorno do problema para determinar novos valores para as temperaturas dos nós. As temperaturas da iteração seguinte, então, são determinadas com base no valor das temperaturas da iteração atual e da anterior (caso seja a primeira, serão utilizados os valores da estimativa inicial) e um fator de sub-relaxação, conforme a equação a seguir:

$$T_{Ri} = T_{Oi} + \beta(T_i - T_{Oi}) \quad (3.35)$$

em que T_{Ri} é a temperatura relaxada, T_i a temperatura da iteração atual e T_{Oi} a temperatura da iteração anterior. β é o fator de sub-relaxação, que pode assumir qualquer valor na faixa entre 0 e 2, já que pode ser necessário sobre ou sub relaxar a variável de interesse. Para cada nó da rede, calcula-se um resíduo, em cada iteração, definido como:

$$r_i = \sum_{j \neq i} C_{ij}(T_i - T_j) - Q_i \quad (3.36)$$

em que Q_i é o calor total, em Watts, adicionado ou retirado da rede térmica. A fim de verificar a qualidade da solução matemática e estabelecer um critério para a convergência da solução, utilizou-se um parâmetro de balanço energético do sistema linear, definido como:

$$E.B = \left[\sum_{i=1} |r_i| / \sum_{i=1} Q_i \right] \times 100 \quad (3.37)$$

Para o sistema não-linear (as resistências térmicas da rede dependem das temperaturas nos nós) definido pela rede térmica, definiu-se um critério de convergência inferior a 0,01%.

Como será demonstrado na seção a seguir, o modelo de rede térmica foi usado para dimensionar a bancada experimental utilizada para avaliar o novo conceito de sistema de resfriamento de inversores submarinos.

3.3 DIMENSIONAMENTO DE UM INVÓLUCRO DE TESTES USANDO ALGORITMOS GENÉTICOS

De posse do modelo de rede térmica, faz-se necessária a obtenção de um conjunto de dados experimentais para validar o conceito do invólucro anular. No presente trabalho, uma bancada experimental foi construída com este propósito. Contudo, o projeto desse aparato não é tarefa simples, uma vez que as resistências da rede térmica dependem fortemente das dimensões do invólucro, previamente não definidas, e influenciam diretamente a performance do mesmo.

Partindo de um valor máximo de potência dissipada permitido nas placas e de um valor especificado para a temperatura do meio externo (que representa a água do mar), seria pouco eficaz alimentar manualmente o modelo com valores de parâmetros geométricos e, de acordo com a temperatura obtida para as placas e com o volume interno de óleo, decidir qual seria a geometria ideal que resulta no melhor desempenho do sistema. Tampouco seria possível determinar se o ponto ótimo obtido é um mínimo global.

Desta forma, para determinar as dimensões ideais do sistema experimental e validar o modelo de rede térmica, foi desenvolvido um *solver* de otimização baseado em algoritmos genéticos. O algoritmo cria uma população de sistemas com dimensões geométricas distintas (ou indivíduos), dentro da faixa de valores estabelecida para cada uma das variáveis. Através de mecanismos de pareamento, reprodução, mutação e seleção natural, após um número n de gerações, o algoritmo apontará o indivíduo que fornece o melhor desempenho do sistema, através de uma função objetivo, que determina o volume de óleo no interior do invólucro e a temperatura da placa, T_i .

Os parâmetros geométricos utilizados no algoritmo genético foram o raio externo do invólucro, R , sua altura, L_o e a razão de aspecto da cavidade, L_o / b . As dimensões da placa de circuito foram pré-determinadas, uma vez que em uma aplicação real esse será um parâmetro conhecido de antemão. Para o presente trabalho, a fim de acomodar todos componentes eletrônicos e permitir o uso de um dissipador de calor disponível comercialmente, a placa foi definida como tendo dimensões 208×230 mm. A Tabela 3.1 apresenta as faixas de valores utilizados para cada parâmetro no algoritmo genético:

Tabela 3.1 - Faixa de valores dos parâmetros geométricos do algoritmo genético.

Parâmetros	Faixa
R	0,15-2 m
L_o	0,3-2 m
Ar	5-40

Cada indivíduo da população é avaliado de acordo com uma função objetivo, ou função custo, definida simplesmente como o volume de fluido necessário para preencher a cavidade como um todo, para uma dada configuração geométrica.

A temperatura calculada é tomada como um fator de restrição, de modo que, caso $T_i > 75^{\circ}C$, o indivíduo recebe um custo bastante elevado. Dessa forma, indivíduos que excedem este limite de temperatura são imediatamente descartados durante o processo de otimização, uma vez que não atendem aos requisitos do projeto.

O volume da cavidade é um parâmetro muito importante no algoritmo genético, pois serve como referência para a classificação e seleção dos indivíduos da população. Minimizar esse parâmetro significa obter a geometria mais compacta, e necessariamente com uma temperatura inferior à de limite de operação para placas de circuito.

Na literatura, não há um consenso sobre qual o critério de convergência a ser imposto em um algoritmo genético, e o presente autor teve grande dificuldade em encontrar um critério aplicável que garantisse a convergência do algoritmo. Portanto, o procedimento adotado foi o de estabelecer um número fixo de gerações para o problema, sendo esse valor determinado por um teste de convergência populacional, que consiste em observar a convergência do custo mínimo ao se aumentar o número de gerações do algoritmo genético.

Um fluxograma explicativo do funcionamento do algoritmo genético, programado em linguagem Python 2.7, é apresentado na Figura 3.7.

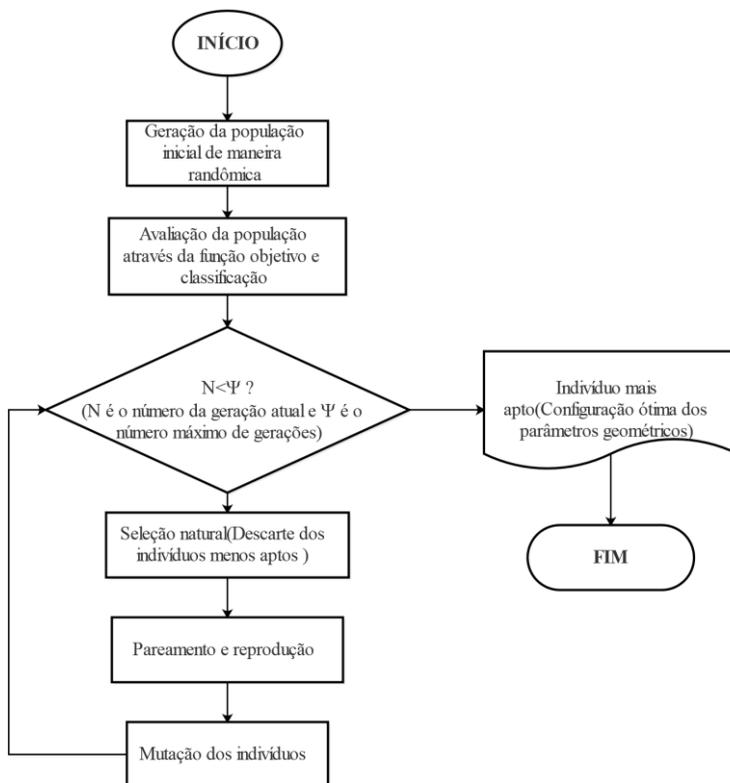


Figura 3.7-Fluxograma do algoritmo genético de otimização.

Considerando as seguintes condições típicas: (i) potência dissipada de 140 W em cada uma das três placas, (ii) temperatura do meio exterior à cavidade de 25°C (água entre 10 e 25°C foi escolhida como sumidouro térmico devido à maior conveniência para realização dos testes experimentais), (iii) espaçamento mínimo entre as paredes laterais da cavidade de 13 cm (para acomodar as placas e os dissipadores de calor), (iv) paredes da cavidade feitas de acrílico, com espessura de 1 cm, e (v) dimensões da placa de circuito de 208 × 230 mm, efetuou-se um teste de convergência populacional a fim de determinar o número de gerações adequado para o problema, apresentado na Figura 3.8. O teste consiste em obter o valor médio do custo (após 5 rodadas do algoritmo) para o indivíduo mais apto para diferentes números de gerações populacionais, a fim de determinar qual é o número ideal a ser considerado no algoritmo.

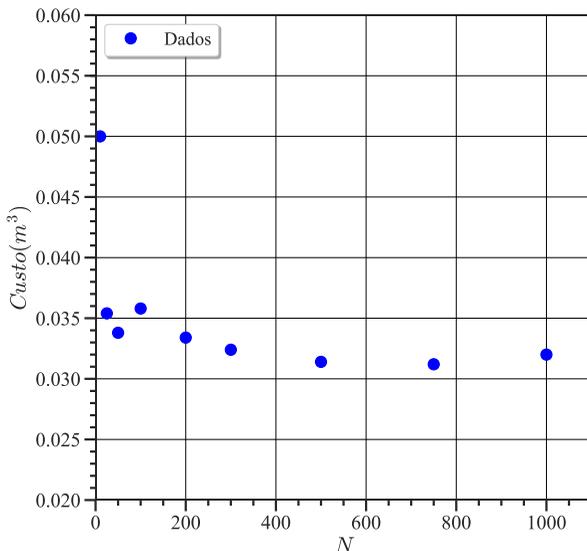


Figura 3.8- Teste de convergência populacional para o algoritmo genético desenvolvido.

Observa-se que a partir de 500 gerações, o custo mínimo se estabiliza e atinge um platô, sendo este o número de gerações a ser utilizado para encontrar a configuração ótima do sistema. Para cada número de gerações testado no algoritmo, o custo mínimo foi obtido cinco vezes (ou seja, o programa foi rodado cinco vezes), de maneira que o valor utilizado no teste de convergência para cada número de gerações é uma média aritmética desses cinco valores. Os valores de custo mínimo para todas as medidas, bem como as médias e os desvios-padrão são apresentados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2- Custo mínimo para cada uma das medidas do algoritmo genético.

Número de gerações	Custo mínimo (m ³)						
	1	2	3	4	5	Média	Desvio Padrão
10	0,045	0,053	0,064	0,041	0,047	0,05	0,009
25	0,042	0,037	0,031	0,031	0,036	0,0354	0,005
50	0,033	0,03	0,037	0,04	0,029	0,0338	0,005
100	0,038	0,04	0,036	0,035	0,03	0,0358	0,004
200	0,033	0,034	0,034	0,033	0,033	0,0334	0,001
300	0,029	0,034	0,033	0,034	0,032	0,0324	0,002
500	0,03	0,032	0,033	0,031	0,031	0,0314	0,001
750	0,032	0,033	0,032	0,029	0,03	0,0312	0,002
1000	0,032	0,033	0,033	0,029	0,033	0,032	0,002

Aplicando as mesmas condições de operação em um teste de convergência populacional para um número de gerações $n = 500$, foram obtidos os valores apresentados na Tabela 3.3. O histórico do custo dos indivíduos mais aptos ao longo das gerações é apresentado na Figura 3.9.

Tabela 3.3- Valores dos parâmetros para configuração ótima do sistema.

Parâmetros	Valor
<i>R</i>	0,17 m
<i>r</i>	0,06 m
<i>L_o</i>	0,36 m
<i>Ar</i>	6
<i>T_i</i>	74,7 °C

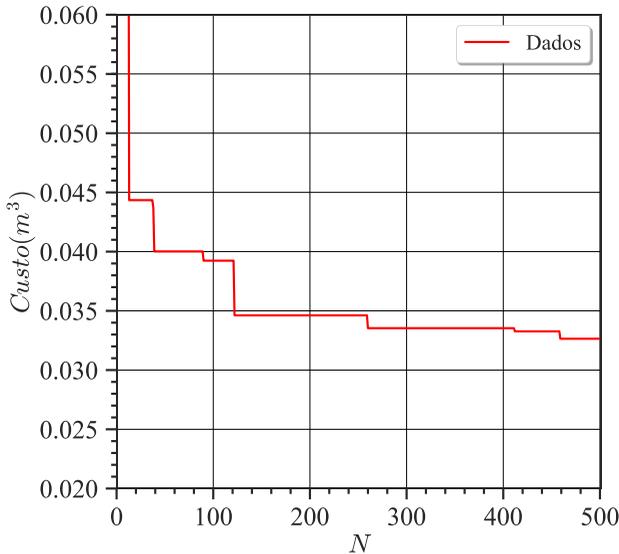


Figura 3.9- Histórico do custo mínimo ao longo das gerações do algoritmo genético.

O aparato experimental será descrito em detalhes no Capítulo 4. No entanto, é importante mencionar que a escolha do acrílico como material para a construção do invólucro da bancada de demonstração do conceito foi feita afim de detectar possíveis vazamentos de água para o interior do invólucro, bem como a presença de ar no interior do óleo, situações que comprometeriam a troca de calor do sistema e o funcionamento do circuito de potência.

Para que fosse possível acomodar todos os componentes do circuito, foi necessário incrementar a altura do invólucro em 10 cm, uma vez que o espaço diminuto de 3,5 cm disponível entre a placa e o fundo do invólucro não seria suficiente para acomodar os componentes necessários. Desta forma, as dimensões finais do invólucro são apresentadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4- Dimensões finais do invólucro do sistema de demonstração do conceito.

Parâmetros	Valor
R	0,20 m
r	0,07 m
L_o	0,40 m
Ar	6,66

3.4 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS NO DISSIPADOR DE CALOR

Conforme mencionado no Capítulo 2, esta dissertação se propõe a combinar o modelo de rede térmica com um modelo diferencial resolvido pelo método de volumes finitos, a fim de calcular a distribuição de temperatura na superfície do dissipador, obtendo assim uma estimativa das temperaturas nos componentes do inversor experimental (a ser apresentado no capítulo seguinte). Após sua validação contra dados experimentais, o modelo combinado (rede térmica e volumes finitos) poderá ser utilizado para prever perfis de temperaturas em circuitos com diferentes distribuições espaciais de componentes, tornando-se assim uma ferramenta versátil para o estudo de placas de circuitos de inversores para aplicações submarinas.

Ainda que as geometrias da placa de circuitos e do dissipador sejam apresentadas em detalhes no Capítulo 4, é preciso descrevê-las de maneira geral para que se possa compreender o modelo diferencial para cálculo da distribuição de temperaturas.

O problema a ser resolvido pelo código consiste em uma placa de alumínio retangular, com convecção nas suas faces externas à uma temperatura conhecida T_{ref} , e com fluxo prescrito q'' em cinco pontos da sua superfície (resistores). A Figura 3.10 ilustra o problema.

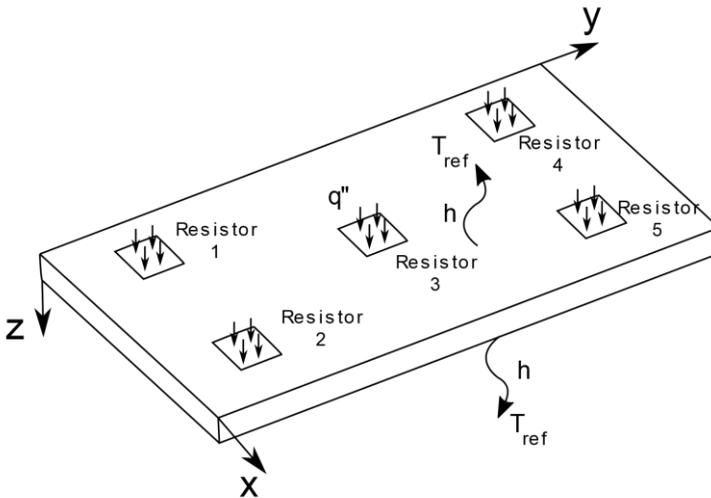


Figura 3.10 - Placa de alumínio com fluxo prescrito de calor e fluxo convectivo nas faces externas.

O ponto de partida para o desenvolvimento do modelo é a equação da condução do calor tridimensional em regime transiente, na sua forma conservativa, com termo fonte. Considerando coordenadas cartesianas, temos:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S \quad (3.38)$$

em que k é a condutividade térmica do material, dada em $W/m.K$, ρ é a densidade do material, em kg/m^3 , c_p é o calor específico, em $J/kg.^{\circ}C$, e S é o termo fonte. O termo referente ao acúmulo de energia e o termo fonte podem ser desprezados, uma vez que estamos interessados na solução em regime permanente, sem geração de energia. Sendo assim, e usando o fato do material ser isotrópico, temos:

$$0 = \frac{k}{c_p} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3.39)$$

Considerando um volume elementar no interior do domínio, em uma região sem fluxo prescrito e perda de calor por convecção, ilustrado pela Figura 3.11, e integrando a equação nas três dimensões, tem-se:

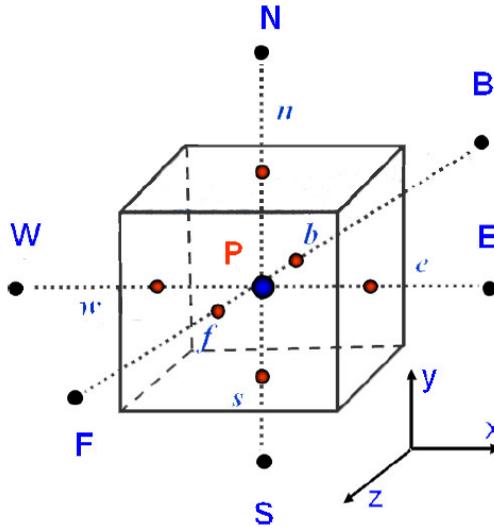


Figura 3.11- Volume de controle tridimensional utilizado como referência para a dedução das equações algébricas discretizadas. Fonte: Cavalcante et al. (2010).

$$\frac{k}{c_p} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w \right) \Delta y \Delta z + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_n - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_s \right) \Delta x \Delta z + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \Big|_f - \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_b \right) \Delta x \Delta y \right] = 0 \quad (3.40)$$

Dividindo ambos lados da Equação (3.40) pelo volume elementar $\Delta x \Delta y \Delta z$, e multiplicando ambos os lados da equação por c_p , temos:

$$k \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w \right) \frac{1}{\Delta x} + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_n - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_s \right) \frac{1}{\Delta y} + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \Big|_f - \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_b \right) \frac{1}{\Delta z} \right] = 0 \quad (3.41)$$

Aproximando as derivadas de primeira ordem por uma função de interpolação linear de diferenças centrais, obtém-se a seguinte equação, em que os sub-índices estão representados na Figura 3.11:

$$\frac{k}{\Delta x} \left(\frac{T_E - 2T_P + T_W}{\Delta x} \right) + \frac{k}{\Delta y} \left(\frac{T_N - 2T_P + T_S}{\Delta y} \right) + \frac{k}{\Delta z} \left(\frac{T_F - 2T_P + T_B}{\Delta z} \right) = 0 \quad (3.42)$$

Agrupando os termos, tem-se a expressão algébrica simplificada para um ponto genérico qualquer no interior da malha de volumes finitos dada por:

$$(2A_x + 2A_y + 2A_z)T_P - A_x(T_W + T_E) - A_y(T_N + T_S) - A_z(T_F + T_B) = 0 \quad (3.43)$$

em que $A_x = \frac{k}{(\Delta x)^2}$, $A_y = \frac{k}{(\Delta y)^2}$ e $A_z = \frac{k}{(\Delta z)^2}$.

Para facilitar o entendimento da obtenção das equações aproximadas para outras regiões do domínio, será demonstrada a dedução dessas equações para cinco volumes situados em locais distintos de uma malha genérica qualquer, em regiões onde não há fluxo prescrito, como mostrado na Figura 3.12.

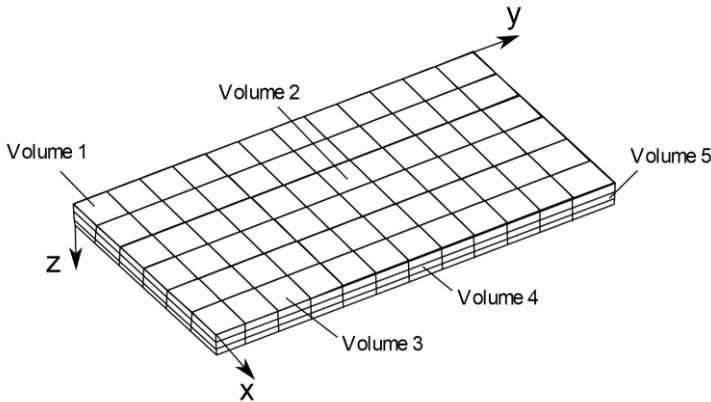


Figura 3.12- Malha genérica para o domínio em análise.

Aplicando a Equação (3.41) no Volume 1, obtemos:

$$k \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w \right) \frac{1}{\Delta x} + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_n - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_s \right) \frac{1}{\Delta y} + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \Big|_f - \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_b \right) \frac{1}{\Delta z} \right] = 0 \quad (3.44)$$

O tratamento das condições de contorno nas interfaces do volume em que existe convecção externa é feita utilizando o método dos balanços nos volumes de fronteira, como sugere Maliska(1995), devido ao seu embasamento físico. De tal forma que, para uma interface I em que ocorre convecção externa em uma direção normal à interface l , o

calor que deixa ou entra no volume por condução, deve ser igual ao calor retirado ou cedido através da interface por convecção, q''_f :

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial l} \right|_I = q''_f \therefore \left. \frac{\partial T}{\partial l} \right|_I = -\frac{q''_f}{k} \quad (3.45)$$

Sendo que o termo q''_f pode ser positivo ou negativo, dependendo se calor estiver sendo retirado ou fornecido ao volume de controle. O termo q''_f para condições de contorno de fluxo convectivo assume a seguinte forma para o problema considerado, para uma temperatura de referência externa T_{ref} e distância do centro do volume para a fronteira de $\Delta l/2$, de acordo com Maliska (1995):

$$q''_f = \frac{-h}{\left(1 + \frac{h\Delta l}{2k}\right)} (T_{ref} - T_P) \quad (3.46)$$

Para a condição de fluxo prescrito e fluxo convectivo combinados, a equação toma a forma:

$$q''_f = \frac{-h}{\left(1 + \frac{h\Delta l}{2k}\right)} (T_{ref} - T_P) + q'' \quad (3.47)$$

Aplicando as equações (3.45) e (3.46) na equação (3.44), juntamente com função de interpolação de diferenças centrais para as interfaces entre os volumes elementares, chega-se a:

$$\begin{aligned} (A_x + A_y + A_z + h_x + h_y + h_z)T_P - A_x T_E - A_y T_N \\ - A_z T_F = (h_x + h_y + h_z)T_{ref} \end{aligned} \quad (3.48)$$

em que $h_x = \frac{h}{\left(1 + \frac{h\Delta x}{2k}\right)\Delta x}$, $h_y = \frac{h}{\left(1 + \frac{h\Delta y}{2k}\right)\Delta y}$ e $h_z = \frac{h}{\left(1 + \frac{h\Delta z}{2k}\right)\Delta z}$.

De maneira análoga, pode-se deduzir as equações aproximadas para os Volumes 2,3,4 e 5, que são apresentadas a seguir:

$$\begin{aligned} (2A_x + 2A_y + A_z + h_z)T_P - A_x(T_W + T_E) - A_y(T_N + T_S) \\ - A_z T_F = h_z T_{ref} \end{aligned} \quad (3.49)$$

$$\begin{aligned} (A_x + 2A_y + A_z + h_x + h_z)T_P - A_x T_W - A_y(T_N + T_S) \\ - A_z T_F = (h_x + h_z)T_{ref} \end{aligned} \quad (3.50)$$

$$\begin{aligned} (A_x + 2A_y + 2A_z + h_x)T_P - A_x T_W - A_y(T_N + T_S) \\ - A_z(T_F + T_B) = h_x T_{ref} \end{aligned} \quad (3.51)$$

$$\begin{aligned} (A_x + A_y + 2A_z + h_x + h_y)T_P - A_x T_W - A_y T_S - A_z(T_F + T_B) \\ = (h_x + h_y)T_{ref} \end{aligned} \quad (3.52)$$

As equações aproximadas para os volumes restantes podem ser obtidas de forma análoga.

Um efeito importante para o resfriamento de placas verticais é a variação do coeficiente de transferência de calor local devido ao crescimento da camada limite e à redução do gradiente de temperatura na parede à medida que o fluido avança no sentido vertical. A dedução de uma expressão para o coeficiente de transferência de calor é deduzida a seguir. Sabendo que, para a convecção natural em uma cavidade no regime laminar, $Nu_y \sim Ra_y^{1/4}$, tem-se:

$$\frac{hy}{k} \sim \left(\frac{g\beta\Delta T y^3}{\nu\alpha} \right)^{1/4} \quad (3.53)$$

Ou, admitindo propriedades constantes:

$$h \propto \left(\frac{\Delta T}{y} \right)^{1/4} \quad (3.54)$$

Logo, tomando a linha média na altura da placa como referência, tem-se a seguinte expressão para o h local:

$$h(y) = h_{L/2} \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{L/2}} \right)^{1/4} \left(\frac{L}{2y} \right)^{1/4} \quad (3.55)$$

em que $\Delta T_{L/2}$ e $h_{L/2}$ são a diferença de temperatura e o coeficiente de transferência de calor na metade da altura da placa, calculados a partir da correlação de Teertstra *et al.* (2004). Conforme mencionado por Incropera *et al.* (2011), o procedimento para o cálculo de h é iterativo, dada a sua

dependência com relação à temperatura. Portanto, para cada iteração do algoritmo, ele deve ser recalculado até que ocorra convergência do parâmetro. Definiu-se, portanto, um parâmetro de resíduo γ , com a finalidade de checar a convergência do coeficiente de transferência de calor para os volumes da superfície da placa. Ele é definido pela equação a seguir:

$$\gamma = h(y)_i - h(y)_{i-1} \quad (3.56)$$

em que i é a iteração a qual o algoritmo se encontra. Para o caso específico da primeira iteração, o parâmetro se equivale a $h(y)_i$. A seguinte condição foi definida como necessária para a convergência:

$$\gamma < 0,01 \quad (3.57)$$

As expressões para calcular as temperaturas nos nós da malha formam um sistema de equações $AT = S$, em que A é a matriz dos coeficientes, T é o vetor de temperatura a se determinar e S é o vetor dos termos fonte, determinado pelas condições de contorno do problema.

A solução do sistema linear foi efetuada através de um *solver* de matriz esparsa, que utiliza apenas os não zeros da matriz de coeficientes para obter a solução, tornando assim o processo de solução mais rápido e permitindo que se usem malhas mais refinadas com o mesmo recurso computacional.

Um parâmetro de balanço energético global foi utilizado para avaliar a qualidade da solução:

$$EB(\%) = \left(\frac{\sum_{i=1}^N Q_i - Q}{Q} \right) \times 100 \quad (3.58)$$

em que Q_i é o calor retirado por convecção em um volume da superfície da placa, em W, e Q é o calor total, também em W, que a placa de alumínio recebe dos dissipadores.

Todo o código de volumes finitos, bem como o *solver* foram implementados em linguagem Python 2.7.

A temperatura de referência utilizada na simulação foi a temperatura T_o , obtida no modelo analítico, já que h baseia-se na correlação desenvolvida para a geometria proposta, obtida a partir da correlação generalizada de (Teertstra et al.,2004), que possui como diferença de temperatura característica a diferença entre a temperatura da superfície do dissipador e temperatura média ponderada das paredes, T_o .

O fluxo prescrito, q'' , baseia-se na razão entre a potência dissipada pelo resistor dividida pela sua área da base, sendo aplicado em cada uma das zonas de contato do dissipador com os resistores. Um resumo dos parâmetros utilizados na simulação por volumes finitos é apresentado na Tabela 3.5.

Tabela 3.5- Parâmetros de simulação do código dos volumes finitos.

Parâmetros da simulação por volumes finitos	
Tamanho da malha(mm)	$2 \times 2 \times 1,67$
Número de volumes	17940
T_{ref}	Equivalente à T_o obtida pelo modelo analítico, para cada um dos pontos.
q''	Potência dissipada no conjunto dividida pelo número de resistores e área da base dos mesmos, aplicada nos pontos de contato resistor-dissipador.

É importante mencionar que o modelo de volumes finitos está acoplado ao modelo analítico de rede térmica, uma vez que o primeiro depende de parâmetros determinados por este último para que possa se determinar o campo de temperaturas na superfície do dissipador. Logo, o modelo analítico de rede térmica fornece a temperatura de referência, T_o e o coeficiente convectivo interno do invólucro, h , bem como a potência dissipada por cada componente eletrônico, q'' , como dados de entrada para o modelo de volumes finitos, que através do procedimento numérico determina as temperaturas a serem encontradas.

Um fluxograma explicativo do funcionamento do modelo analítico-numérico é apresentado na Figura 3.13:

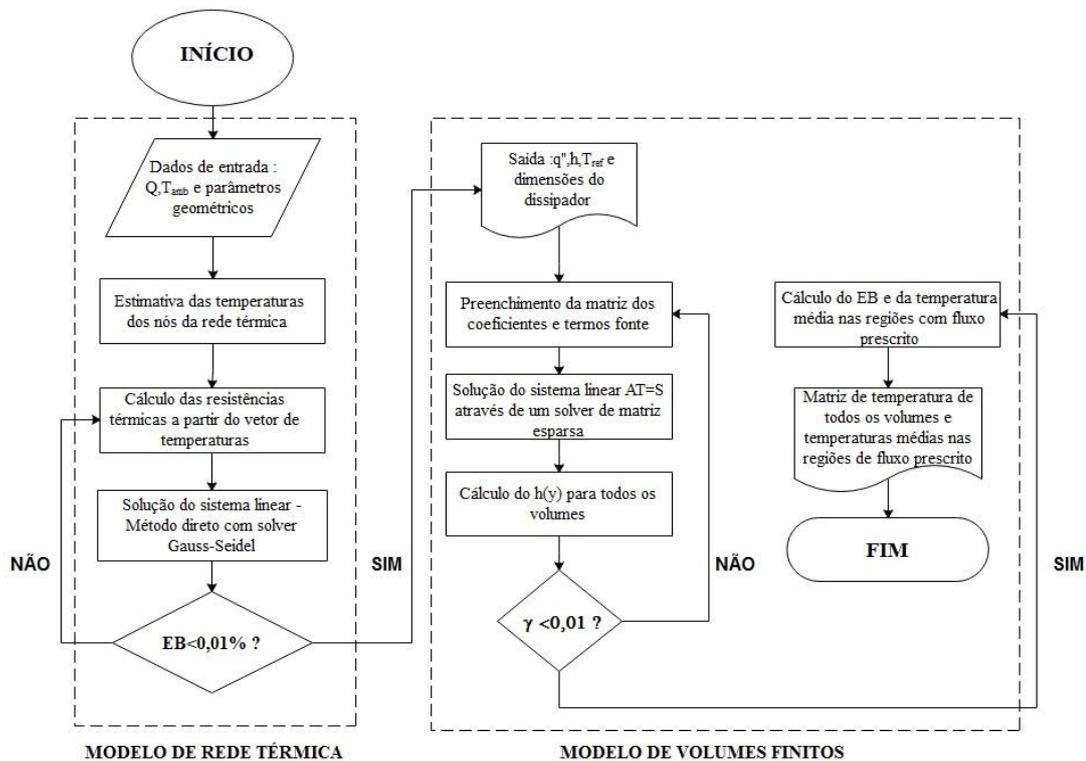


Figura 3.13- Fluxograma do algoritmo de volumes finitos.

Para validar o código de volumes finitos desenvolvido nesse trabalho, foi utilizada uma solução analítica desenvolvida por Ellison (2011) para uma fonte de calor retangular de espessura desprezível em um meio finito, também retangular, com convecção nas faces de cima e de baixo. A geometria é similar à do presente trabalho, sendo ilustrada na Figura 3.14.

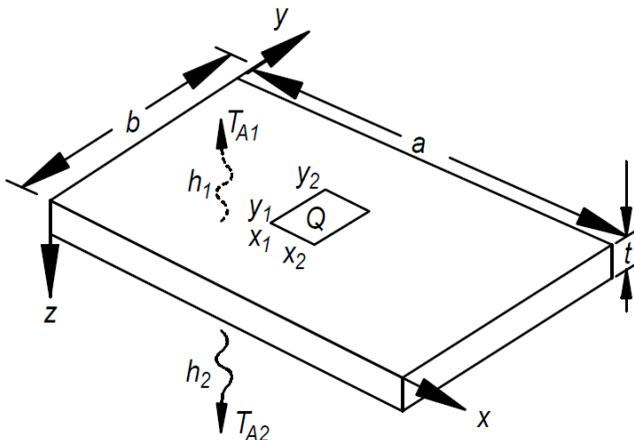


Figura 3.14- Problema de transferência de calor considerado para a validação do código. Fonte: Ellison (2011).

A solução analítica para a distribuição de temperatura na placa é dada por (ELLISON, 2011):

$$T(x, y, z) = \frac{Q}{kab} \frac{\left[t + \frac{k}{h_2} - z \right]}{\left[\left(\frac{h_1 t}{k} \right) + \left(\frac{h_1}{h_2} \right) + 1 \right]} + \left(\frac{4Q}{k\pi b \Delta x} \right) \psi_1 + \left(\frac{4Q}{k\pi a \Delta y} \right) \psi_2 + \left(\frac{16Q}{k\pi^2 \Delta x \Delta y} \right) \psi_3 \quad (3.59)$$

em que Q é uma taxa de transferência de calor, em W; $\Delta x = (x_2 - x_1)$, $\Delta y = (y_2 - y_1)$; e T_{A1} e T_{A2} são as temperaturas do fluido adjacentes à superfície superior e inferior, respectivamente.

$$\psi_1 = \sum_{l=1}^{\infty} \left(\frac{1}{l} \right) \frac{\left(\frac{k\alpha_l}{h_1} \right) \text{sen} \left(\frac{\alpha_l \Delta x}{2} \right) (V \text{senh}(\alpha_l z) - U \text{cosh}(\alpha_l z)) \cos(\alpha_l x_c) \cos(\alpha_l x)}{\alpha_l \left[\begin{array}{l} \left(\text{senh}(\alpha_l z) + \frac{k\alpha_l}{h_1} \text{cosh}(\alpha_l z) \right) (U \text{senh}(\alpha_l z) - V \text{cosh}(\alpha_l z)) \\ - \left(\text{cosh}(\alpha_l z) + \frac{k\alpha_l}{h_1} \text{senh}(\alpha_l z) \right) (U \text{cosh}(\alpha_l z) - V \text{senh}(\alpha_l z)) \end{array} \right]} \quad (3.60)$$

$$\psi_2 = \sum_{m=1}^{\infty} \left(\frac{1}{m} \right) \frac{\left(\frac{k\beta_m}{h_1} \right) \text{sen} \left(\frac{\beta_m \Delta y}{2} \right) (V \text{senh}(\beta_m z) - U \text{cosh}(\beta_m z)) \cos(\beta_m y_c) \cos(\beta_m y)}{\beta_m \left[\begin{array}{l} \left(\text{senh}(\beta_m z) + \frac{k\beta_m}{h_1} \text{cosh}(\beta_m z) \right) (U \text{senh}(\beta_m z) - V \text{cosh}(\beta_m z)) \\ - \left(\text{cosh}(\beta_m z) + \frac{k\beta_m}{h_1} \text{senh}(\beta_m z) \right) (U \text{cosh}(\beta_m z) - V \text{senh}(\beta_m z)) \end{array} \right]} \quad (3.61)$$

$$\psi_3 = \sum_{l=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \left(\frac{1}{lm} \right) \frac{\left(\frac{k\gamma_m}{h_1} \right) \text{sen} \left(\frac{\alpha_l \Delta x}{2} \right) \text{sen} \left(\frac{\beta_m \Delta y}{2} \right) (V \text{senh}(\gamma_m z) - U \text{cosh}(\gamma_m z)) \cos(\alpha_l x_c) \cos(\alpha_l x) \cos(\beta_m y_c) \cos(\beta_m y)}{\gamma_m \left[\begin{array}{l} \left(\text{senh}(\gamma_m z) + \frac{k\gamma_m}{h_1} \text{cosh}(\gamma_m z) \right) (U \text{senh}(\gamma_m z) - V \text{cosh}(\gamma_m z)) \\ - \left(\text{cosh}(\gamma_m z) + \frac{k\gamma_m}{h_1} \text{senh}(\gamma_m z) \right) (U \text{cosh}(\gamma_m z) - V \text{senh}(\gamma_m z)) \end{array} \right]} \quad (3.62)$$

Nas equações acima, $\alpha_l = l\pi/a$, $\beta_m = m\pi/b$, $\gamma_m = \sqrt{\alpha_l^2 + \beta_m^2}$, $U = k\gamma_m \cosh(\gamma_m t) + h_2 \sinh(\gamma_m t)$ e $V = k\gamma_m \sinh(\gamma_m t) + h_2 \cosh(\gamma_m t)$.

Para a validação do código, foi considerada uma fonte na superfície da placa, dissipando 20 W, com um coeficiente de transferência de calor de $h_1 = h_2 = 30 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ nas faces superior e inferior, com o fluido no exterior a uma temperatura de 25°C (em todo o entorno da placa), e dimensões : $a = 230 \text{ mm}$, $b = 115 \text{ mm}$ e $t = 5 \text{ mm}$.

O primeiro passo, antes da validação do código de volumes finitos com a solução analítica, é determinar o número de termos das séries. A tabela abaixo apresenta o número de termos dos somatórios utilizados para ambos índices, l e m , e o valor da temperatura no centro da placa, T_c , para cada um desses valores. A Tabela 3.6 apresenta as temperaturas para diversos números de termos considerados para a série de Fourier.

Tabela 3.6- Temperatura no centro da placa para diferentes números de termos considerados na série de Fourier.

Número de termos	T_c
10	44,66
25	45,04
55	44,94
80	44,96
120	44,97

Observa-se que, a partir de 55 termos, o valor para a temperatura no centro da placa converge com uma casa decimal, e, portanto, esse será o número de termos das séries da solução analítica.

A Figura 3.15 e Figura 3.16 mostram as distribuições de temperaturas analítica e numérica para o plano $z = 0$. O desvio é apresentado na Figura 3.17.

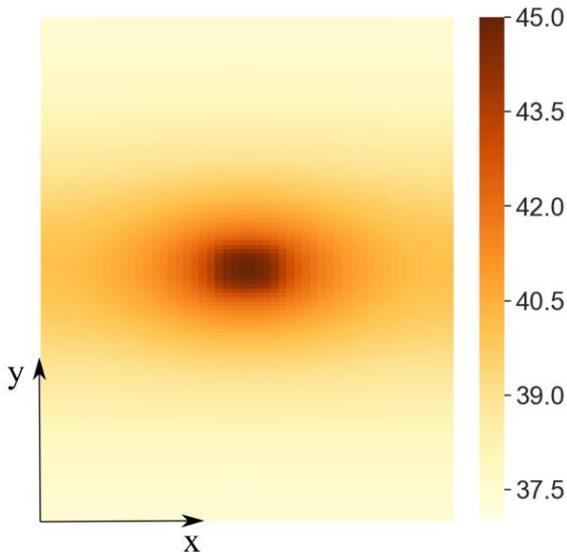


Figura 3.15- Distribuição de temperatura em graus Celsius na placa de alumínio no plano $z=0$, para a solução analítica.

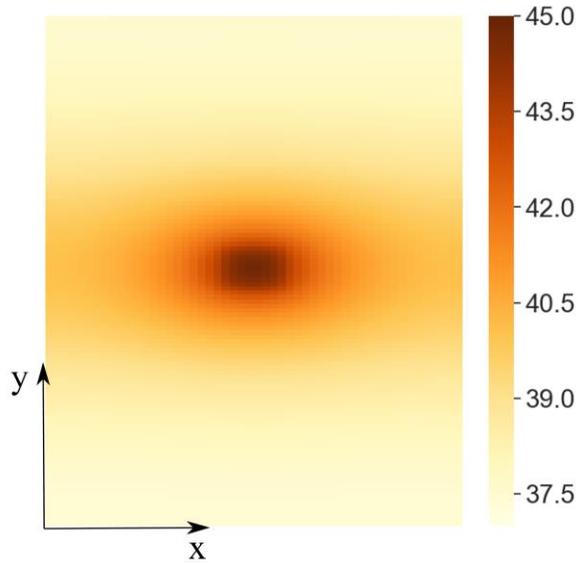


Figura 3.16- Distribuição de temperatura em graus Celsius na placa de alumínio no plano $z=0$, para a solução numérica.

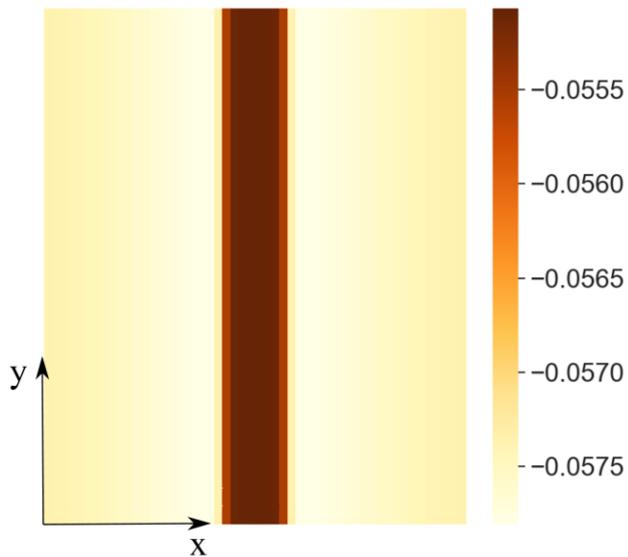


Figura 3.17- Distribuição do desvio de temperatura em graus Celsius, entre a solução analítica e numérica, na placa de alumínio no plano $z=0$.

Observando a distribuição do desvio de temperatura na Figura 3.17, nota-se que o desvio médio foi de $0,05^{\circ}\text{C}$, inferior às incertezas experimentais obtidas para as temperaturas medidas nos dissipadores de alumínio, que são da ordem de $0,1^{\circ}\text{C}$. Pode-se, então, concluir que o código aqui desenvolvido é eficaz para determinar a distribuição de temperatura em uma placa de alumínio com fluxo prescrito na sua superfície e convecção na parte externa, através do método dos volumes finitos.

Após a validação, o passo seguinte foi determinar o tamanho de malha a ser utilizado para o problema em questão. Para isso, foi realizado um teste de convergência de malha, iniciando com 4524 volumes de $4 \times 4 \times 1,67$ mm (malha grosseira), depois com 17940 volumes de $2 \times 2 \times 1,67$ mm (malha intermediária) e, finalmente, com 71760 volumes de dimensões $1 \times 1 \times 1,67$ mm (malha refinada). A dimensão z dos volumes foi mantida em 1,67 mm pois, devido à elevada condutividade térmica do alumínio e aos maiores gradientes de temperatura se desenvolverem no plano xy , essa dimensão do volume tem menor relevância.

O teste de convergência de malha foi efetuado com as condições de contorno mais críticas para o sistema, ou seja, potência dissipada total de 200 W no conjunto de dissipadores (equivalente a um fluxo de calor de 59500 W/m^2 em cada resistor) e uma temperatura ambiente de 25°C . Conforme descrito anteriormente, o coeficiente de transferência de calor por convecção natural e a temperatura média ponderada das paredes foram obtidos a partir do modelo analítico para essas condições de contorno e utilizados como dados de entrada para o modelo de volumes finitos.

A Figura 3.18, Figura 3.19 e a Figura 3.20 mostram o resultado do teste de convergência, evidenciando a distribuição de temperatura nos planos de coordenadas $z = 0,833 \text{ mm}$, $z = 2,5 \text{ mm}$ e $z = 4,17 \text{ mm}$. A tabela a seguir apresenta a temperatura máxima obtida em todo o volume do dissipador e a temperatura nos pontos onde estão localizados os resistores, para cada tamanho de malha utilizado.

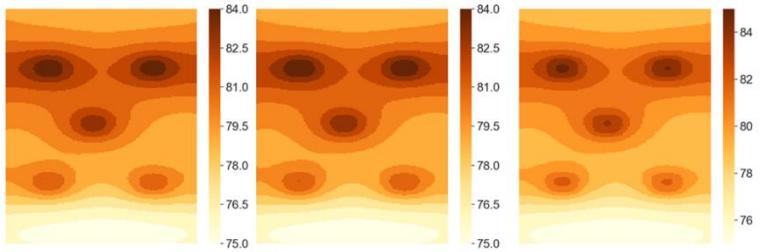


Figura 3.18- Distribuição de temperatura nas três coordenadas de z , em ordem crescente, da esquerda pra direita, para a malha de 1mm.

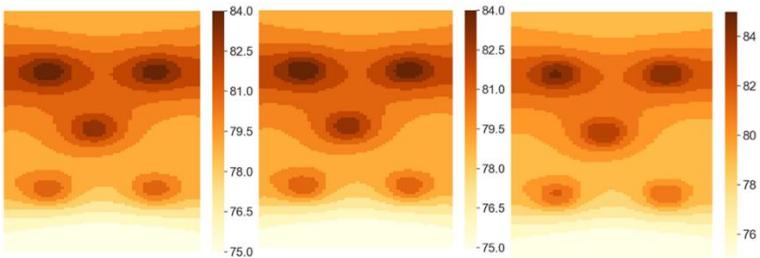


Figura 3.19 - Distribuição de temperatura nas três coordenadas de z , em ordem crescente, da esquerda pra direita, para a malha de 2mm.

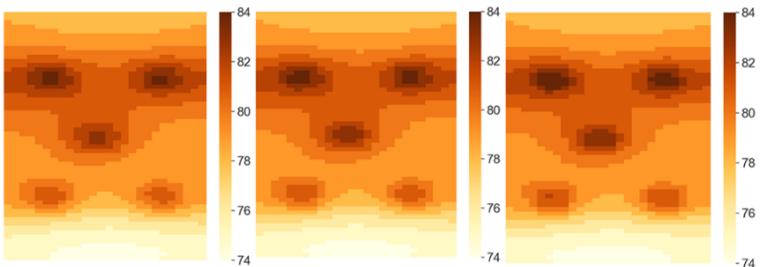


Figura 3.20 - Distribuição de temperatura nas três coordenadas de z , em ordem crescente, da esquerda pra direita, para a malha de 4mm.

Tabela 3.7- Resultados do teste de convergência de malha.

Tamanho do elemento(mm)	Temperatura média nos resistores($^{\circ}\text{C}$)					T_{max} ($^{\circ}\text{C}$)	Elementos
	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5		
1	83,4	84,4	84,5	81,4	81,5	85,2	71760
2	83,3	84,3	84,5	81,2	81,4	85,2	17940
4	83,2	84	84,1	81,2	81,4	84,8	4524

Os testes mostram que uma malha com elementos de $2 \times 2 \times 1,67$ mm já é satisfatória para determinar com precisão a distribuição de temperatura da placa, sendo uma malha mais refinada que essa um dispêndio desnecessário de esforço computacional, uma vez que não haverá ganho em precisão considerável das temperaturas na placa de circuito. Observando a distribuição de temperatura nos planos para diferentes tamanhos de malha, percebe-se que com o refino da malha, as regiões de maiores gradientes (no caso do problema em questão o local onde se encontram os resistores) adquirem uma distribuição de temperatura mais estratificada. Esse efeito é mais claro quando a malha é refinada de elementos de $4 \times 4 \times 1,67$ mm para a malha de $2 \times 2 \times 1,67$ mm, sendo quase imperceptível quando a malha é refinada para elementos de $1 \times 1 \times 1,67$ mm.

4 ANÁLISE EXPERIMENTAL

4.1 BANCADA EXPERIMENTAL

4.1.1. Invólucro do inversor

Com base nas dimensões obtidas pela otimização usando algoritmos genéticos, um invólucro anular foi projetado e construído em acrílico para acomodar as três placas de circuito imersas em óleo isolante. Uma fotografia do invólucro anular é apresentada na Figura 4.1.



Figura 4.1- Invólucro em acrílico montado.

Devido ao elevado custo de confecção de placas de circuito impresso com formato curvo acompanhando a parede do tubo, optou-se por utilizar duas placas de circuito formando um ângulo de 150° entre elas, de maneira que a distância média entre as placas e as paredes laterais da cavidade fosse a mesma determinada pelo algoritmo genético para a situação com placa curva. Cada placa é composta de dois terminais de alimentação e de cinco resistores de 100 W, modelo AP101 da Ohmite®, que suportam até 175°C e possuem geometria similar aos dos transistores utilizados nos circuitos de inversor de frequência.

Os resistores utilizados nas placas de circuito, bem como a placa de circuito com os resistores fixados são apresentados a seguir:



Figura 4.2 - Resistor de 100 W utilizado nas placas de circuito.

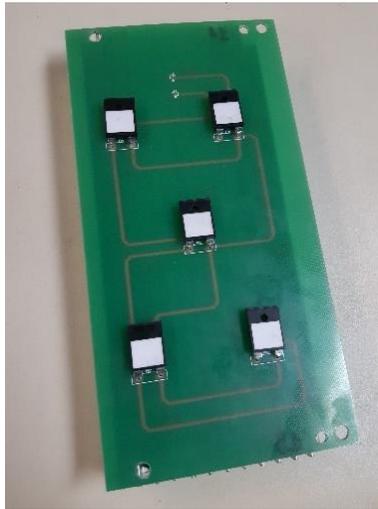


Figura 4.3- Placa de circuito com os resistores AP-101 montados.

No circuito, os resistores foram associados em paralelo, de maneira a garantir que, quando submetidos a uma mesma tensão, tivessem a mesma corrente e dissipassem a mesma taxa de calor por efeito Joule. As posições dos resistores foram escolhidas de modo a permitir observar a variação espacial da temperatura na placa, tanto na vertical quanto na horizontal, esta última em função da variação da distância da superfície da placa para as paredes laterais do invólucro.

Conforme previsto no modelo de rede térmica, um dissipador de calor de alumínio foi usado em um dos lados da placa visando aumentar a área molhada e a transferência de calor como um todo. O dissipador escolhido tem as dimensões apresentadas na Figura 4.4.

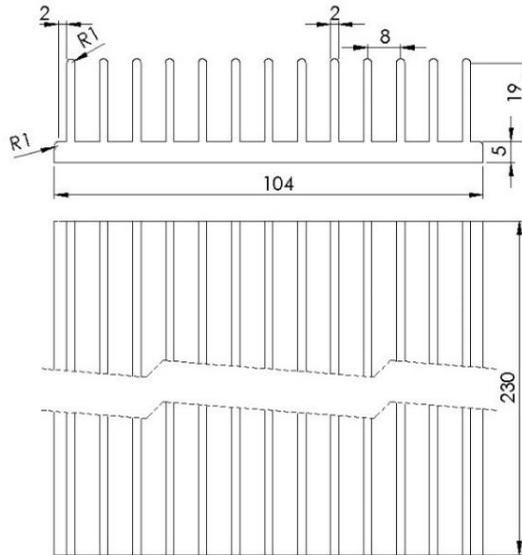


Figura 4.4- Dimensões do dissipador de alumínio, em milímetros, utilizado na bancada.

Os resistores foram fixados então nos dissipadores, através de parafusos e porcas M3. A distância entre a superfície do dissipador e a placa de circuito é de 10 milímetros. Após a fixação dos resistores no dissipador, cada par de dissipadores também foi fixado em um ângulo de 150°, formando assim um *conjunto* de dissipadores-placas de circuito que representará uma fase do circuito do inversor de frequência.

Para suportar os três conjuntos de dissipadores no interior do invólucro de pressão, foram fabricadas barras de suporte em poliacetal (material escolhido por ser isolante elétrico e térmico) com parafusos com roscas M6, de maneira a permitir a fixação dos dissipadores e do conjunto montado na tampa do invólucro de acrílico. Um desenho isométrico da barra de suporte e uma imagem do conjunto de dissipadores montado são apresentados na Figura 4.5 e Figura 4.6.



Figura 4.5- Vista isométrica da barra de suporte das placas de circuito.

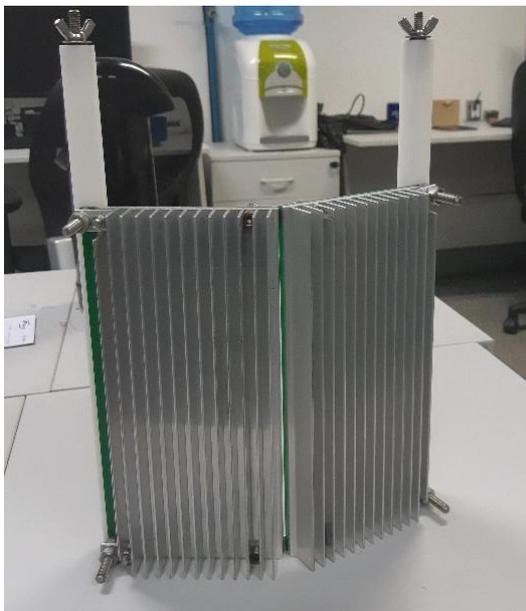


Figura 4.6- Conjunto de dissipadores montado.

A última etapa da montagem é a fixação dos conjuntos de dissipadores, através dos parafusos M6 e porcas, nas tampas do invólucro em acrílico. O sistema final montado é mostrado na Figura 4.7.

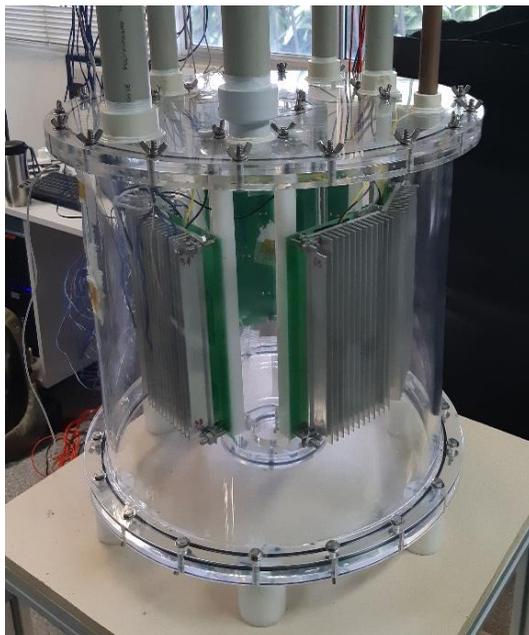


Figura 4.7- Sistema final montado.

Uma característica importante da bancada é a capacidade de simular a convecção natural no invólucro imerso em água, de maneira similar ao que ocorre no fundo do oceano. Para tanto, optou-se por utilizar um tanque de vidro acoplado a um sistema de resfriamento para manter a temperatura da água o mais uniforme possível. O tanque, de dimensões $70 \times 70 \times 70$ cm, possui três furos para permitir a entrada e a saída de água e a drenagem do óleo MIDEL® presente no interior do invólucro. Uma fotografia do tanque utilizado é apresentada a seguir, na Figura 4.8.



Figura 4.8- Tanque de vidro preenchido com água.

A circulação e o resfriamento da água no interior do tanque foram efetuados com um banho termostático da marca Julabo, modelo FP50HE, que possui uma faixa de temperatura de trabalho entre -50 e 200°C e capacidade de refrigeração de 900 W a 20°C .

Um diagrama esquemático do circuito da água de resfriamento é apresentado na Figura 4.9. Os componentes do circuito de água são conectados por mangueiras de plástico transparente de $\frac{1}{2}$ " de diâmetro interno, além de válvulas de regulação e adaptadores roscados.

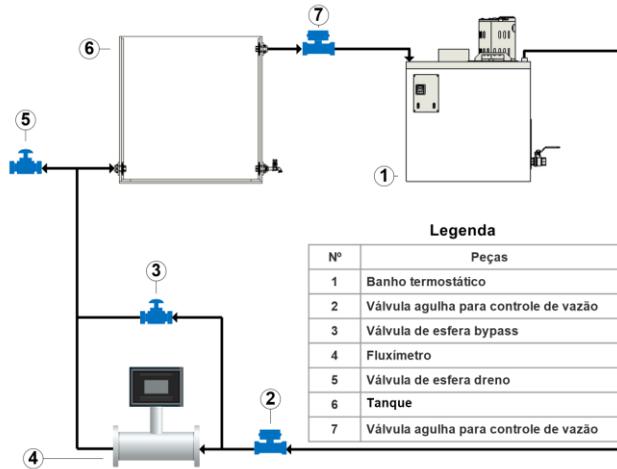


Figura 4.9-Diagrama esquemático do circuito de água da bancada experimental.

A vazão de água em circulação no tanque foi controlada por um by-pass e medida com um medidor de vazão do tipo Turbina de Precisão de Baixo Fluxo da marca Sponsler, modelo MF80-CB-PH-A-4X-V, com faixa de medição entre 0,12-2,46 l/min (repetibilidade de 0,25% do valor de leitura, equipado com um mostrador digital também da marca Sponsler, modelo IT400. A vazão de regime permanente da água utilizada para todos os testes foi de 70 kg/h, ou 1,17 l/min.

O posicionamento da entrada e da saída da água do tanque foi feito de modo interferir o mínimo possível na circulação natural, ou seja, com a entrada de água sendo feita na parte inferior, e a saída na parte superior, em lados opostos do tanque. O dreno, feito por uma torneira, foi utilizado para retirar o óleo do interior do invólucro através de uma mangueira conectada à parte inferior do invólucro, sem a necessidade de retirá-lo do tanque.

Estimativas da velocidade característica de convecção natural da água no tanque (BEJAN, 1995; INCROPERA ET AL., 2011) mostraram que esta não é significativamente afetada pela vazão estabelecida no sistema de circulação forçada, dadas as grandes dimensões e o volume de água no tanque.

A temperatura do ar no ambiente do laboratório foi controlada por um sistema de condicionamento de ar com uma variação de $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$. Para reduzir perdas térmicas e o tempo para alcançar uma condição de

equilíbrio, o tanque foi isolado com uma manta de borracha elastomérica de espessura 10 mm e condutividade térmica $k = 0,034 \text{ W/m.K}$.

4.1.2. Instrumentação e aquisição de dados

As duas variáveis principais do presente trabalho são a potência dissipada nas placas e a temperatura. A alimentação das placas de circuito foi efetuada utilizando-se um *varivolt* monofásico, da STP com voltímetro analógico, que permite regular a tensão no circuito das placas, de 0 a 220 V. O *varivolt* é alimentado com a tensão da rede, de 220 V e 60 Hz de frequência. A potência entregue por esse equipamento e dissipada nos resistores das placas de circuito foi medida com três transdutores de potência Yokogawa 2375A10, que medem a potência ativa consumida em cada conjunto de placas, em uma faixa de 0 a 200 W, gerando um sinal proporcional de 0 a 5 V. Um diagrama do circuito elétrico composto pelo *varivolt*, transdutores de potência e as placas de circuito é apresentado na Figura 4.10.

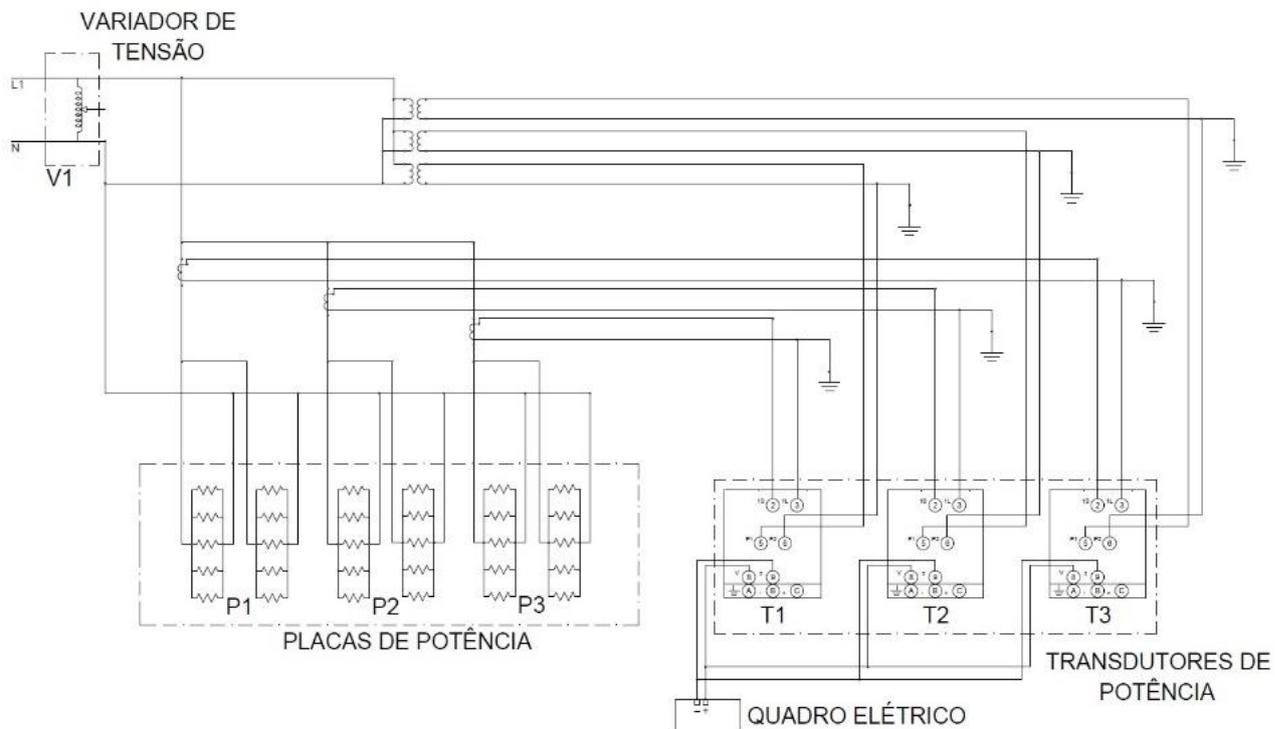


Figura 4.10- Diagrama elétrico da bancada experimental

O monitoramento das temperaturas foi feito através de 45 pontos de medição de temperatura, sendo 16 pontos monitorados por RTDs com elemento sensor de platina e 29 pontos por Termopares do Tipo T, ambos da marca Omega®. Maiores detalhes sobre dados técnicos e calibração dos sensores de temperatura são apresentados no Apêndice A.

Os RTDs utilizados na bancada são da marca Omega®, modelo SA1-RTD-4W-80, com faixa de medição entre -73°C a 260°C , com elemento sensor de platina. Os termopares utilizados foram os do Tipo T, também da marca Omega®, com limites especiais de erro, de $0,5^{\circ}\text{C}$.

A nomenclatura utilizada para os pontos de medição da bancada experimental é apresentada nas figuras a seguir. A Figura 4.11 apresenta a nomenclatura das paredes do invólucro, a Figura 4.12 dos pontos de medição localizados nos fluidos e finalmente a Figura 4.13 a nomenclatura utilizada para os pontos de medição localizados nos dissipadores.

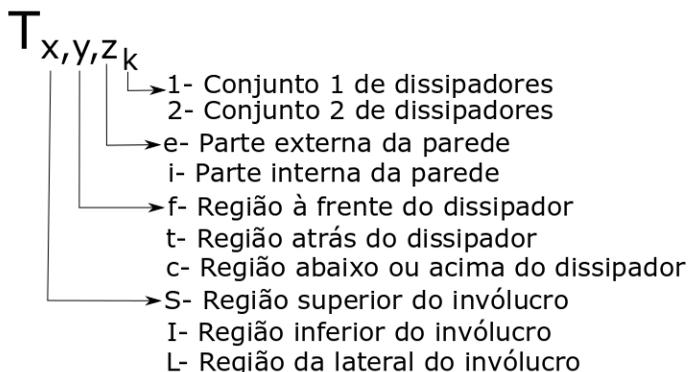


Figura 4.11- Nomenclatura dos pontos de medição experimentais localizados nas paredes do invólucro.

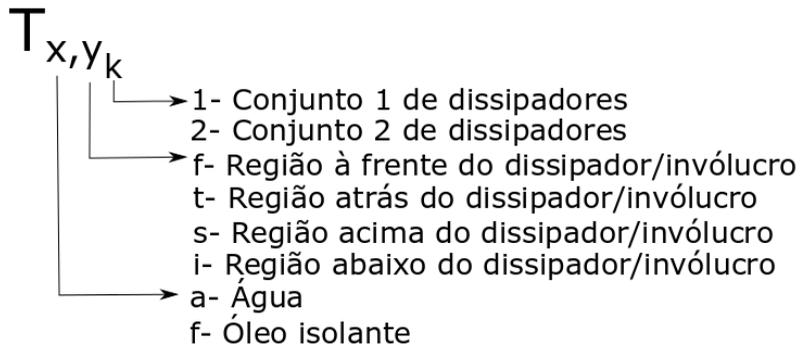


Figura 4.12- Nomenclatura dos pontos de medição experimentais localizados nos fluidos.

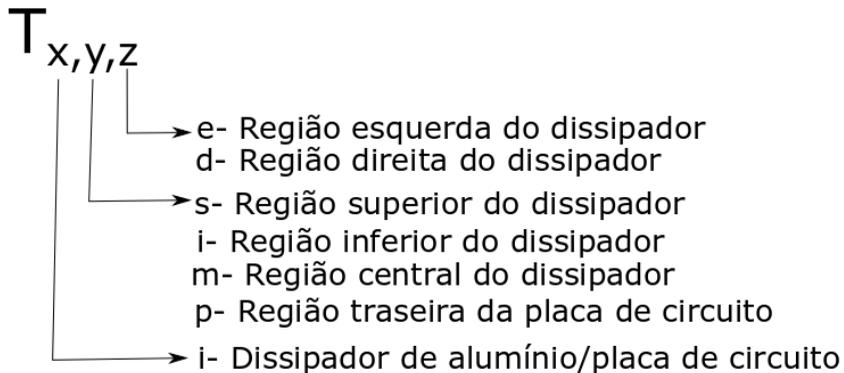


Figura 4.13- Nomenclatura dos pontos de medição experimentais localizados nos dissipadores.

A instrumentação dos sensores de temperatura foi efetuada visando monitorar a temperatura em duas células do invólucro, isto é, monitorando dois conjuntos de dissipadores e seus entornos. Dessa forma, o *Conjunto 1* é formado pelos *Dissipadores 1 e 2*, enquanto o *Conjunto 2* é formado pelos *Dissipadores 3 e 4*. A identificação de cada um deles no invólucro é apresentada na Figura 4.14:

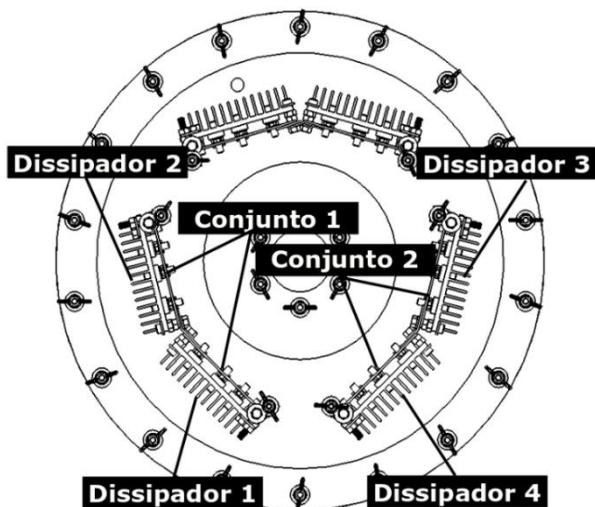


Figura 4.14- Dissipadores que foram instrumentados na bancada experimental.

As Figuras 4.15 a 4.19 apresentam um mapa dos pontos de medição no invólucro nos conjuntos de dissipadores. É importante mencionar que com a finalidade de simplificar a apresentação dos pontos, eles são mostrados apenas para um dos conjuntos de dissipadores instrumentados.

Os RTDs foram escolhidos para serem posicionados em pontos em que é necessária uma alta precisão no valor da temperatura, e/ou o ponto a ser instrumentado se encontra em uma superfície lisa e plana, apropriada para o tipo de RTD escolhido. Já os termopares foram posicionados nos pontos onde a precisão não é um fator tão crítico, como por exemplo pontos de medição nos fluidos.

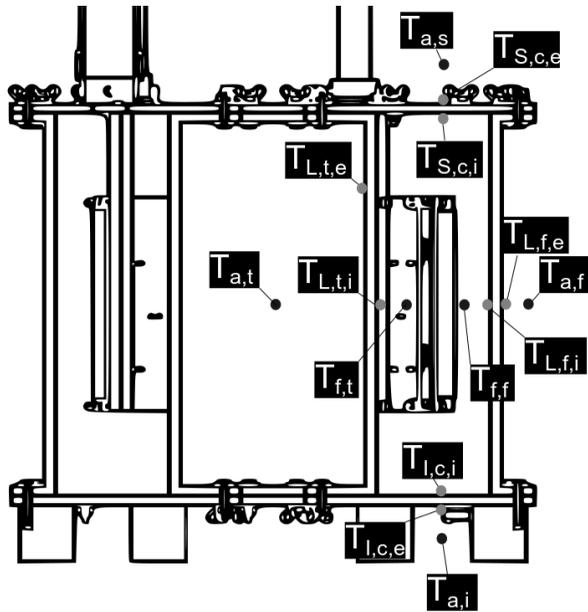


Figura 4.15- Pontos de medição nas paredes do invólucro e fluidos - Vista lateral.

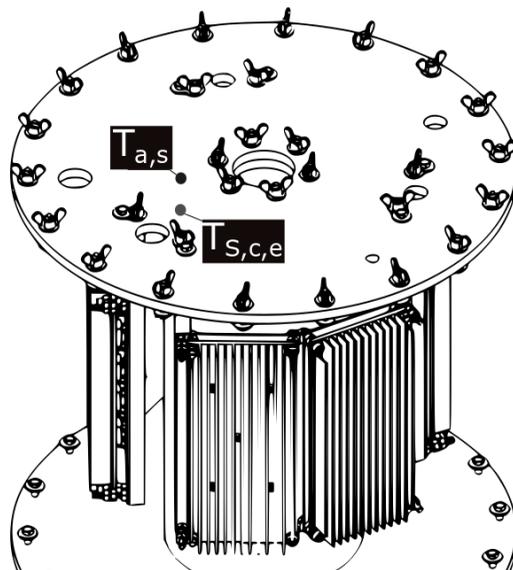


Figura 4.16- Pontos de medição nas paredes do invólucro e fluidos - Vista superior.

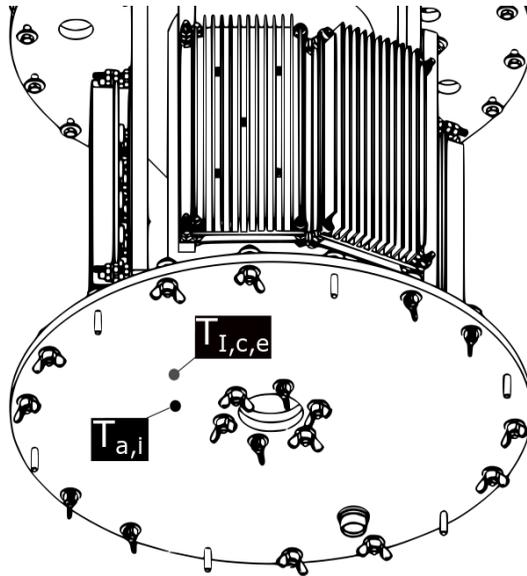


Figura 4.17- Pontos medição nas paredes do invólucro e fluidos - Vista inferior.

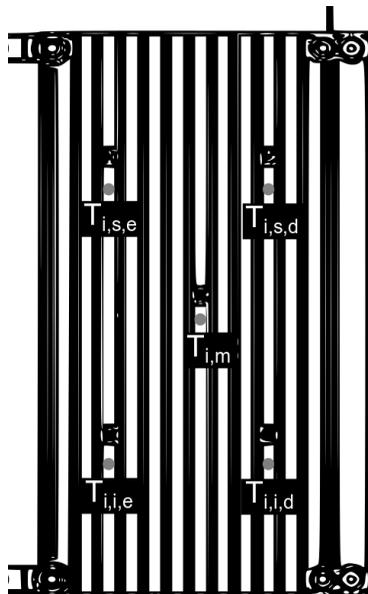


Figura 4.18- Pontos de medição nos dissipadores - Vista frontal.

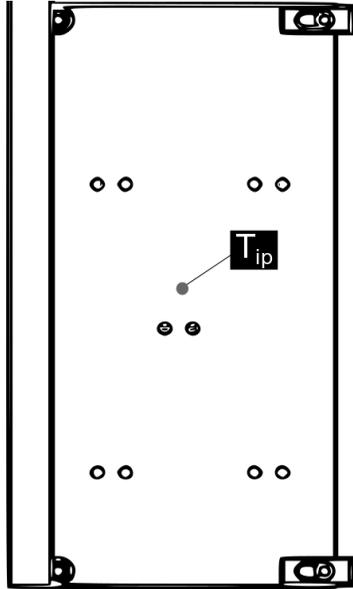


Figura 4.19- Pontos de medição nos dissipadores- Parte traseira.

É importante mencionar que todos os pontos de medição de temperatura nas paredes do invólucro, com exceção de $T_{S,c,e}$, $T_{S,c,i}$, $T_{I,c,e}$ e $T_{I,c,i}$ (ver Figura 4.16 e Figura 4.17), são replicados para os dois conjuntos de dissipadores, ou seja, estão localizados na mesma posição com relação ao seu respectivo conjunto. O terceiro conjunto não é instrumentado, mas recebe a mesma potência dissipada que os conjuntos 1 e 2.

Os pontos $T_{S,c,e}$ e $T_{I,c,e}$ se encontram em uma posição angular intermediária aos conjuntos de dissipadores 1 e 2, adjacentes aos pontos $T_{S,c,i}$ e $T_{I,c,i}$, respectivamente. Nos meios fluidos, com exceção dos pontos $T_{a,s}$, $T_{a,i}$ e T_{ain} , todos os pontos são replicados para os dois dissipadores, mantida a posição relativa ao conjunto de dissipadores.

A instrumentação dos RTDs e termopares nos dissipadores foi feita através do uso de resina epóxi para fixação com pasta de prata para garantir uma baixa resistência térmica na interface entre o elemento sensor e a superfície do resistor, conforme ilustrado na Figura 4.20 .

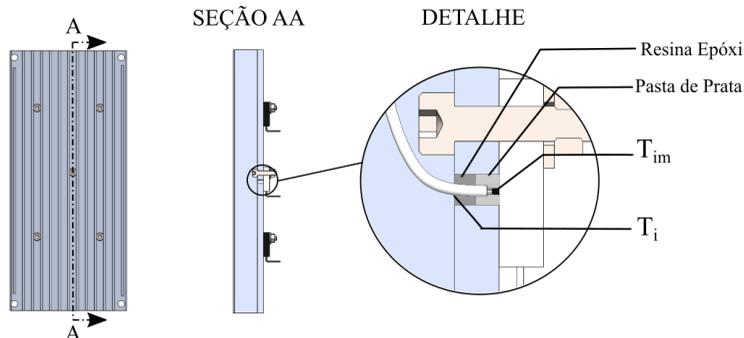


Figura 4.20- Posicionamento dos RTDs no dissipador de alumínio.

A fixação dos RTDs nas paredes do invólucro de acrílico foi feita com fita adesiva e silicone, como mostra a Figura 4.21, com o intuito de impedir o contato direto do RTD com o fluido, o que acarretaria erros de leitura. Os termopares utilizados para a medição das temperaturas da água e óleo foram posicionados utilizando fios rígidos presos nas estruturas do invólucro e dos conjuntos de dissipadores.



Figura 4.21 - Fixação dos RTDs nas paredes de acrílico do invólucro.

Para a aquisição dos dados, foi utilizado um sistema da National Instruments®, modelo SCXI-1000, com os módulos SCXI-1303, SCXI-1302 e SCXI-1306. Este sistema é responsável por coletar os sinais de corrente ou tensão emitidos pelos sensores (sejam eles de potência ou

temperatura) e enviá-los para a placa de aquisição de dados do computador para que sejam convertidos em grandezas de interesse através de curvas de calibração inseridas no software de aquisição e monitoramento de dados LabView®.

Cada módulo eletrônico desempenha uma função no sistema de aquisição. O módulo SCXI-1303 coleta os sinais de 4-20 mA dos 29 termopares e os sinais de 0-5V dos RTDs e os envia à placa de aquisição. O módulo SCXI-1306 desempenha o mesmo papel, só que para os 16 RTDs. O módulo SCXI-1302 é uma placa de passagem que coleta e emite sinais de tensão, caso seja necessário controlar eletronicamente algum dispositivo.

4.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E CONDIÇÕES DE TESTE

Após a configuração e montagem de todos os componentes dos circuitos de água, elétrico e da bancada experimental, foram efetuados testes de vazamento no invólucro e no tanque. No caso deste último, o teste foi efetuado preenchendo o tanque com água até a altura da saída para o banho, observando se havia alguma perda de água através das junções das lâminas de vidro, seladas e unidas com silicone industrial. O mesmo procedimento foi aplicado ao invólucro em acrílico, que foi preenchido com óleo isolante MIDEL® 7131, monitorando o vazamento pelas junções e conexões do invólucro. Em nenhum dos casos foi observada perda de fluido durante o procedimento.

Os testes conduzidos para a validação do modelo térmico consideraram quatro valores para temperatura da água no tanque: 10, 15, 20 e 25°C; e cinco valores para a potência dissipada em cada conjunto de dissipadores: 66, 100, 140, 166 e 200 W. A escolha das temperaturas da água baseou-se na necessidade de se observar o comportamento do sistema para temperaturas mais baixas e mais altas. Contudo, não foi possível conduzir testes em temperaturas típicas de profundidades às quais os inversores de frequência submarinos serão submetidos (5°C a 3000 m de profundidade), devido a limitações nos equipamentos disponíveis para os testes.

A frequência de aquisição utilizada na bancada foi de 60 Hz para capturar os efeitos de todos os fenômenos, inclusive as oscilações na medição da potência dissipada, que tem seu comportamento fortemente influenciado pela tensão de alimentação da rede. A cada segundo, 6 valores para um determinado sensor são apresentados nos gráficos do LabView® para uma determinada grandeza, isto é, cada um desses valores é uma média de 10 valores, executados durante 1/6 de segundo.

Além dos ensaios experimentais relatados acima, foram executados também testes de repetitividade para validar a bancada experimental. Para cada temperatura da água entre 10 e 25°C, foram repetidos os pontos a 66, 140 e 200 W, ou seja, no início, meio, e final da faixa de potência dissipada para observar se existia uma variação significativa da temperatura média de cada ponto experimental para mesma temperatura da água. O procedimento adotado para a obtenção dos pontos experimentais foi o seguinte:

1. Ligar o sistema de aquisição e o banho termostático;
2. Abrir as válvulas de entrada e saída de água do tanque e ajustar a temperatura do banho;
3. Ajustar o *varivolt* até que a potência dissipada desejada seja atingida na tela do LabView®;
4. Aguardar o sistema entrar em regime permanente e iniciar a gravação dos dados dos sensores;
5. Ao final de 3 minutos, parar a gravação;
6. Repetir os passos de 3 a 6 para toda a faixa de potência, para uma dada temperatura da água. Uma vez obtidos os pontos, ajustar a temperatura do banho e repetir os passos de 3 a 6 até o final da faixa.

O critério utilizado para determinar se o sistema se encontrava em regime permanente foi a estabilização de todas as temperaturas medidas na bancada experimental através da observação de uma variação no valor medido inferior a $0,1^{\circ}\text{C}$, bem como da potência dissipada nos dissipadores (foi utilizado como referência para estabilização uma variação de 1 W nos valores medidos). O tempo mínimo observado para que o sistema entrasse em regime permanente foi de aproximadamente 2 horas. Uma vez em regime, os dados foram coletados a uma taxa de aquisição de 60 Hz, durante 3 minutos.

4.3 CÁLCULO DA TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE DO DISSIPADOR E DOS PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

O ponto em que se mediu a temperatura dos resistores se encontra distante da superfície do dissipador e separado da superfície do mesmo por camadas de pasta térmica e de resina epóxi de 1,5 mm e 3,5 mm de espessura. Portanto, é necessário aplicar uma correção à medição de modo a se obter a temperatura a ser usada no cálculo do número de Nusselt experimental. Devido à presença de convecção natural, o procedimento de cálculo é iterativo para a rede térmica mostrada abaixo:

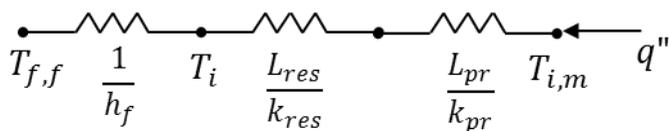


Figura 4.22- Rede térmica para cálculo da temperatura na superfície do dissipador.

Conhecidas as temperaturas $T_{i,m}$ e $T_{f,f}$, deseja-se determinar a temperatura da superfície, T_i . Porém, o coeficiente de convecção entre o fluido e a superfície é desconhecido, bem como o fluxo de calor q'' (W/m^2). São conhecidas apenas as espessuras das camadas sólidas L_{res} e L_{pr} e suas respectivas condutividades térmicas; para a pasta de prata $k_{pr} = 8,9 \frac{W}{m} \cdot K$, de acordo com o fabricante do produto. A condutividade da resina epóxi encontrada foi estimada em $k_{res} = 0,17 \frac{W}{m} \cdot K$, de acordo com Fu *et al.* (2014).

O processo iterativo é composto pelos seguintes passos:

1. Cálculo das propriedades do fluido através da temperatura do fluido conhecida e estimativa inicial do coeficiente de transferência de calor, h_f .
2. Cálculo da resistência térmica total, R , e do fluxo de calor, dado por:

$$q'' = \frac{(T_{i,m} - T_{f,f})}{R} \quad (4.1)$$

3. Utilizando o fluxo de calor calculado, calcula-se T_i . Com T_i e a correlação proposta por Culham *et al.* (1995) para dissipadores de calor de aletas retangulares a seguir, obteve-se um novo coeficiente de transferência de calor h :

$$Nu_{\sqrt{A}} = Nu_{\sqrt{A}}^{\infty} + F(Pr)G_{\sqrt{A}}Ra_{\sqrt{A}}^{1/4} \quad (4.2)$$

em que o limite difusivo é dado pela seguinte expressão, sendo L a altura da aleta e H a altura de um cubóide:

$$Nu_{\sqrt{A}}^{\infty} = \frac{3,192 + 1,868(L/H)^{0,76}}{\sqrt{1 + 1,189(L/H)}} \quad (4.3)$$

4. Subtraindo o novo coeficiente de transferência de calor da iteração anterior, obtêm-se o resíduo. Caso o resíduo, $r < 0,01 W/m^2 \cdot K$, o processo iterativo é encerrado e o h encontrado é o adequado, bem como a temperatura T_s . Caso contrário, volta-se ao passo 2.

De posse da temperatura da superfície do dissipador, calcula-se o número de Nusselt experimental, através da expressão de Teertstra *et al.* (2004):

$$Nu_{\sqrt{A_i}} = \frac{Q}{k\sqrt{A_i}\Delta T} \quad (4.4)$$

em que Q é a potência dissipada em Watts, A_i é a área molhada do conjunto de dissipadores, k é a condutividade térmica do óleo MIDEL® 7131, e ΔT é a diferença de temperatura característica, definida como:

$$\Delta T = T_i - T_o \quad (4.5)$$

em que T_i é a temperatura na superfície do dissipador na região central, e T_o é a temperatura média ponderada das paredes do invólucro.

Um outro parâmetro adimensional de fundamental relevância para o trabalho a ser calculado através do resultado dos experimentos é o número de Rayleigh, definido por:

$$Ra_{\sqrt{A_i}} = \frac{g\beta(\sqrt{A_i})^3 \Delta T}{\nu\alpha} \quad (4.6)$$

em que g é a aceleração da gravidade, e β , ν e α são o coeficiente de expansividade térmica, a viscosidade cinemática e a difusividade térmica. As expressões utilizadas para calcular essas propriedades, obtidas a partir dos dados do fabricante são apresentadas no Apêndice B.

5 RESULTADOS

Neste capítulo, serão apresentados os resultados dos testes experimentais e comparações com o modelo combinado de rede térmica e volumes finitos, além de correlações obtidas, em função de parâmetros adimensionais característicos do problema, de forma numérica e experimental.

A seguir são apresentados os resíduos de balanço energético obtidos para todos os pontos de operação utilizados na modelagem numérica, tanto para o modelo de rede térmica resolvido com o solver Gauss-Seidel, como para o modelo diferencial de volumes finitos. A Tabela 5.1 apresenta os resíduos para o modelo de rede térmica e a Tabela 5.2 apresenta os resíduos para o modelo de volumes finitos. Para o modelo de rede térmica, foram apresentados os resíduos de balanço energético sem distinguir o conjunto de dissipadores 1 e 2, pois os valores obtidos para todos os pontos de operação para os dois conjuntos foram os mesmos, mesmo com as diferenças diminutas na potência dissipada em cada um dos conjuntos, com relação à potência nominal.

Tabela 5.1- Resíduo de balanço energético para todos os pontos do modelo de rede térmica.

EB (%)					
Temp.(°C)	Potências dissipadas (W)				
	66	100	140	166	200
10	0,0027	0,0019	0,0038	0,0064	0,0091
15	0,0032	0,0024	0,0021	0,0037	0,0062
20	0,0036	0,003	0,0016	0,0024	0,004
25	0,0037	0,0034	0,0021	0,0018	0,0028

Tabela 5.2- Resíduo de balanço energético para o modelo de volumes finitos.

EB-Volumes Finitos (%)						
Local	Temp.(°C)	Potências dissipadas (W)				
		66	100	140	166	200
Conjunto de dissipadores 1	10	-1,23E-04	-8,19E-05	-5,90E-05	-4,90E-05	-3,81E-05
	15	-1,25E-04	-7,74E-05	-5,64E-05	-4,81E-05	-4,12E-05
	20	-1,21E-04	-7,89E-05	-5,60E-05	-5,12E-05	-4,10E-05
	25	-1,23E-04	-8,10E-05	-5,65E-05	-4,51E-05	-4,10E-05
Conjunto de dissipadores 2	10	-1,18E-04	-8,22E-05	-5,69E-05	-4,74E-05	-3,95E-05
	15	-1,25E-04	-7,64E-05	-5,80E-05	-4,74E-05	-3,61E-05
	20	-1,22E-04	-8,27E-05	-5,84E-05	-4,91E-05	-4,21E-05
	25	-1,16E-04	-7,97E-05	-5,83E-05	-4,23E-05	-4,12E-05

Observa-se, através do conjunto de dados, que o resíduo do modelo de rede térmica é menor que 0,01% para todos os cenários, o que indica uma excelente solução matemática para todos os casos, e uma boa convergência do solver iterativo Gauss-Seidel com um fator de sub-relaxação $\beta = 0,9$. Para o resíduo do modelo de volumes finitos, percebe-se que o mesmo é extremamente baixo em todos os pontos do modelo de volumes finitos. É importante mencionar a diferença observada no resíduo de balanço energético entre os conjuntos de dissipadores 1 e 2 no modelo de volumes finitos, que se deve possivelmente, às diferenças na potência dissipadas em cada ponto de operação entre os dois conjuntos(lembrando que a potência dissipada utilizada nos dois modelos em cada ponto foi a potência dissipada medida experimentalmente para cada conjunto neste ponto de operação).

5.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO: POTÊNCIA DISSIPADA E TEMPERATURA DA ÁGUA NO TANQUE

Um elemento importante a ser destacado nos resultados do trabalho é a habilidade do aparato experimental manter as condições de dissipação de potência idênticas nos três conjuntos de dissipadores, já que qualquer desvio mais significativo entre elas poderia gerar distorções na corrente de circulação natural do óleo no interior do invólucro, gerando distribuições assimétricas de temperatura no sistema.

Da mesma forma, é importante verificar o comportamento da temperatura da água no tanque, tanto para avaliar se o sistema consegue manter as condições de contorno desejadas para validar o modelo térmico,

quanto para identificar as magnitudes de possíveis gradientes térmicos na água.

As condições de contorno de operação da bancada experimental para cada um dos pontos considerados para análise, isto é, da temperatura nominal e potências dissipadas para cada ponto de operação são mostradas na Tabela 5.3. A temperatura de referência para o controle da temperatura da água no exterior do invólucro é $T_{a,i}$, por se encontrar no início da pluma térmica e distante o suficiente da parede inferior para não medir a temperatura no interior da camada limite térmica.

Tabela 5.3- Condições de contorno para todos os pontos de operação da bancada experimental.

Local	Temp. (°C)	Potências dissipadas (W)				
Conjunto de dissipadores 1	10,0±0,1	64,6±0,6	101,4±1,5	138,4±0,9	167,8±1,1	199,8±1,4
	15,0±0,1	64,6±0,6	101,0±0,7	139,4±0,9	164,6±1,0	201,1±1,3
	20,0±0,1	65,4±0,6	100,2±0,7	139,4±1,0	166,9±1,1	196,2±1,5
	25,0±0,1	66,4±0,7	100,3±1,0	138,7±0,9	165,9±1,3	198,1±1,2
Conjunto de dissipadores 2	10,0±0,1	65,0±1,0	102,0±1,7	139,1±1,3	168,5±1,4	200,5±1,5
	15,0±0,1	65,0±0,9	101,6±1,1	140,0±1,3	165,2±1,4	201,8±1,4
	20,0±0,1	65,8±1,0	100,7±1,1	140,0±1,4	167,5±1,4	196,8±1,6
	25,0±0,1	66,7±1,0	100,9±1,3	139,1±1,4	166,4±1,7	198,5±1,3
Conjunto de dissipadores 3	10,0±0,1	64,6±0,6	101,5±1,4	138,5±0,8	167,8±1,0	199,7±1,4
	15,0±0,1	64,7±0,6	101,2±0,7	139,5±0,8	164,6±1,0	201,0±1,3
	20,0±0,1	65,4±0,6	100,3±0,7	139,4±0,9	166,9±1,0	196,1±1,6
	25,0±0,1	66,3±0,7	100,4±1,0	138,8±0,9	165,3±1,3	197,6±1,3

Para cada valor de temperatura nominal da água estabelecido para os testes, os valores das potências dissipadas nos conjuntos de dissipadores, na prática, não são exatamente iguais aos valores nominais, como mostra a Tabela 5.3. Isto se deve, principalmente, a oscilações de tensão da rede de alimentação e à imprecisão do *varivolt*, que não possibilitava um ajuste mais fino da tensão de saída. Contudo, observa-se uma simetria adequada com relação às potências dissipadas nos três conjuntos, o que é um item essencial para uma distribuição semelhante de temperaturas nos mesmos.

As temperaturas obtidas para a água no interior do tanque são apresentadas nas Figuras 5.1 a 5.4. Os valores obtidos juntamente com as incertezas para cada um dos pontos são apresentados no Apêndice C.

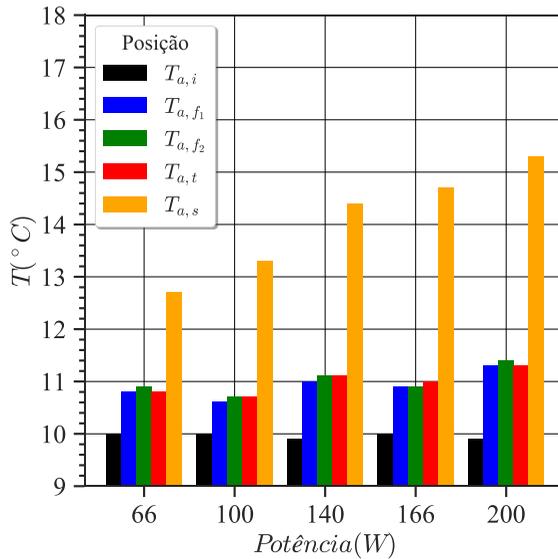


Figura 5.1- Temperaturas da água no tanque para a temperatura de referência de 10°C .

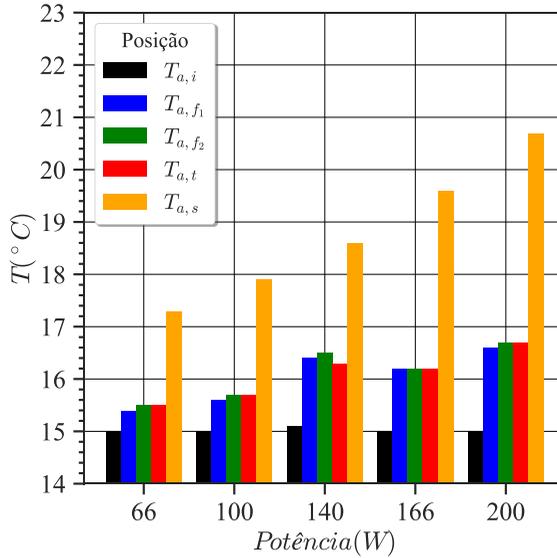


Figura 5.2- Temperaturas da água no tanque para a temperatura de referência de 15°C.

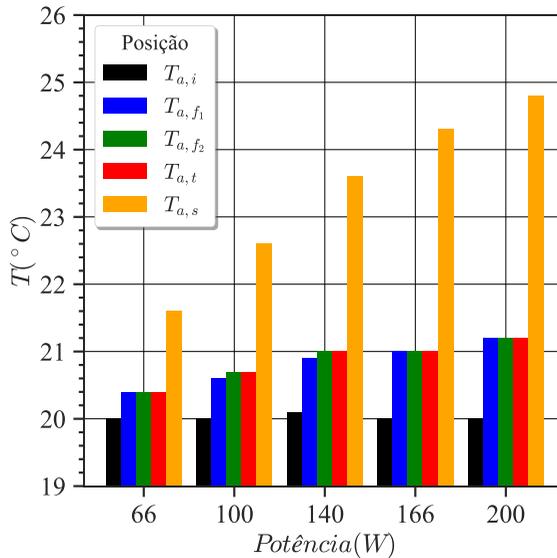


Figura 5.3- Temperaturas da água no tanque para a temperatura de referência de 20°C.

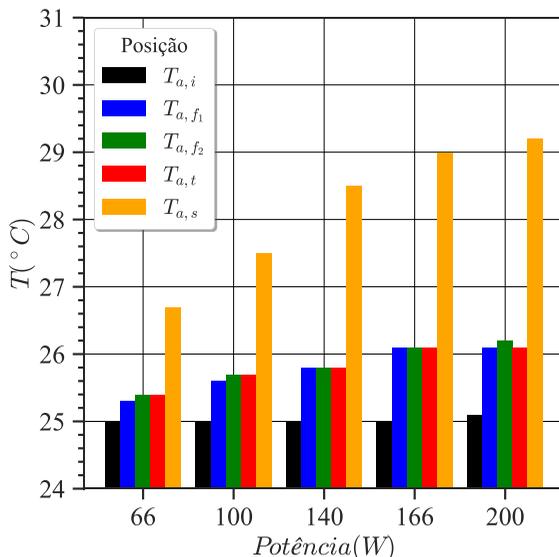


Figura 5.4- Temperaturas da água no tanque para a temperatura de referência de 25°C.

Analisando os dados, primeiramente nota-se uma elevação nas temperaturas para todos os pontos, excetuando-se o ponto $T_{a,i}$, com o aumento na potência dissipada em cada conjunto de dissipadores, o que era esperado, uma vez que com o aumento da potência, a carga térmica a ser transportada pela corrente convectiva no interior do tanque é maior.

Além disso, para uma dada condição de potência dissipada e temperatura de referência, observa-se um aumento na temperatura conforme a água ascende no exterior do invólucro. Esse comportamento é condizente com o comportamento da pluma térmica ascendente na água.

Percebe-se também que pontos próximos fisicamente e/ ou na mesma altura, como por exemplo os pontos T_{a,f_1} , T_{a,f_2} e $T_{a,t}$, possuem temperaturas quase equivalentes, o que pode ser explicado por se encontrarem na mesma altura com relação ao invólucro, e estarem medindo pontos em que a pluma térmica percorreu a mesma distância no exterior do invólucro.

Finalmente, ficou evidente após a apresentação dos dados que o ponto $T_{a,s}$ apresenta uma temperatura muito maior que a dos outros pontos, devido ao encontro da pluma térmica externa e interna na tampa superior do invólucro, devido ao efeito da convecção natural externa.

5.2 TEMPERATURAS DA PAREDE DO INVÓLUCRO

As temperaturas obtidas para as paredes do invólucro são apresentadas a seguir, separadas pela temperatura de referência da água externa, para as paredes externas e internas. Os pontos de medição foram colocados em ordem crescente do valor da sua distância vertical relativa ao fundo do invólucro, a fim de observar o efeito da corrente de convecção no interior do mesmo.

5.2.1 Temperaturas nas paredes externas

As Figuras 5.5 a 5.8 apresentam as temperaturas nas paredes externas do invólucro, obtidas experimentalmente e através do modelo. As temperaturas do modelo foram geradas para os dois conjuntos de dissipadores instrumentados, usando como condição de contorno para a potência os valores medidos experimentalmente para cada um dos conjuntos. Sendo assim, a diferença entre os gráficos das subfiguras (b) e (c) é praticamente imperceptível. As legendas nas abcissas das figuras correspondem aos sub-índices da nomenclatura proposta na Fig. 3.30.

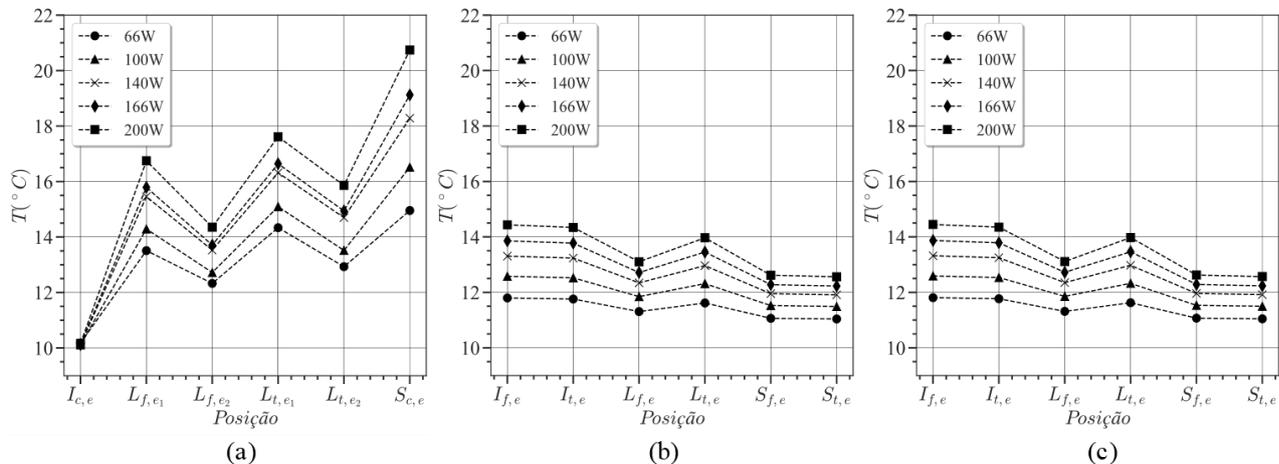


Figura 5.5- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes externas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 10°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.

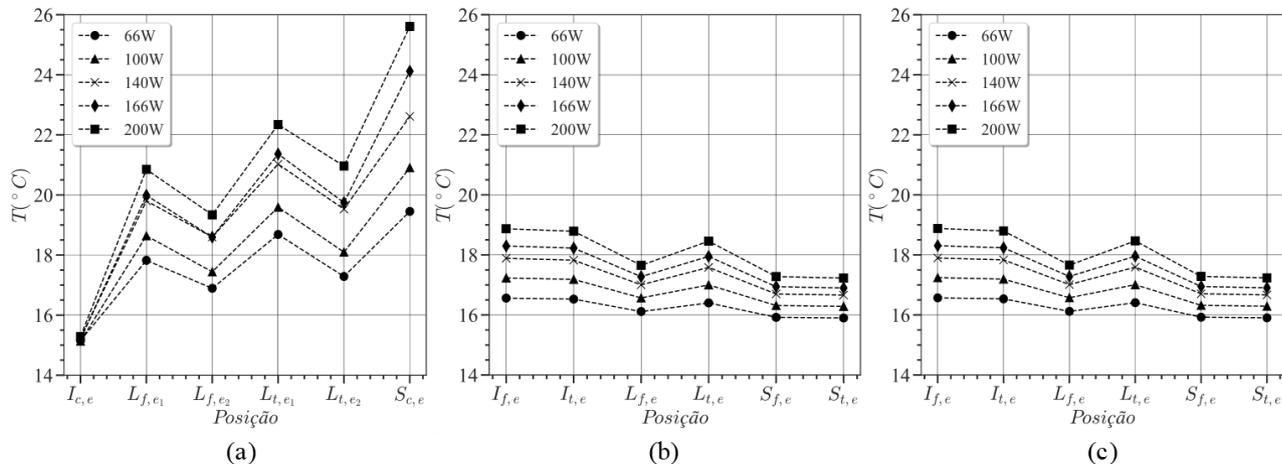


Figura 5.6- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes externas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 15°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.

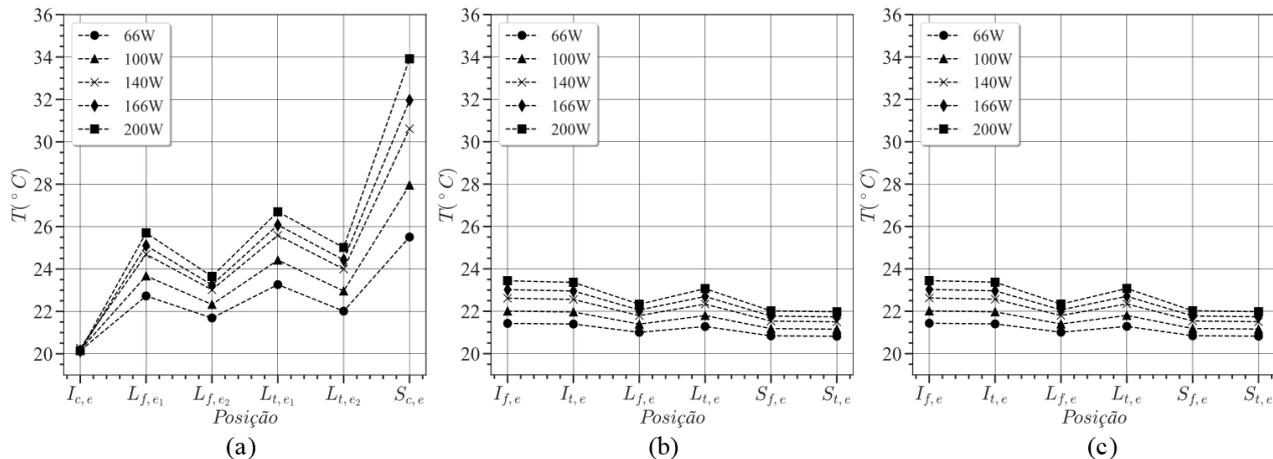


Figura 5.7- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes externas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 20°C . (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.

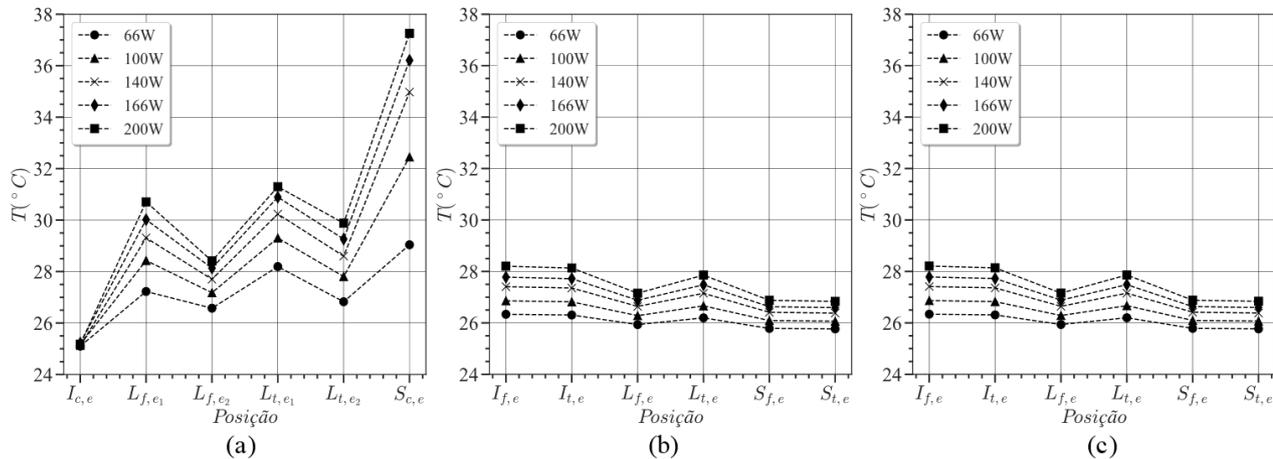


Figura 5.8- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes externas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 25°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.

Para uma mesma potência dissipada e temperatura de entrada da água externa, os dados experimentais (subfiguras a) evidenciam um aumento na temperatura da água à medida que a distância do ponto de medição à base do invólucro aumenta. Essa tendência indica o sentido do escoamento na água no exterior do invólucro, da parte inferior, a uma temperatura menor, até a parte superior, com temperaturas mais elevadas, mostrando a formação da pluma térmica. Vale mencionar que, para todos os valores de temperatura externas, um aumento na potência dissipada provocou um aumento na temperatura, para todos os pontos, ainda que pequeno, quando comparado ao aumento observado nos pontos de medição próximos aos resistores, no interior do invólucro, o que aponta a elevada resistência térmica do invólucro de acrílico.

As subfiguras (b) e (c) mostram, para todos os casos, que o modelo de rede térmica não conseguiu promover a mesma estratificação de temperatura observada experimentalmente, ou seja, ao mesmo tempo em que a temperatura da base é superestimada, os valores experimentais para as temperaturas na região superior são subestimados pelo modelo. Contudo, é possível observar que os valores na região intermediária são relativamente bem previstos pelo modelo. Acredita-se que a incapacidade do modelo em prever a variação de temperatura de parede corretamente se deve ao fato das correlações de convecção natural para as paredes externas utilizarem como temperatura de referência do fluido um valor único referente ao infinito, e não a temperatura local, que seria a encontrada nas proximidades da camada limite no exterior do invólucro.

Comparando os valores obtidos pelo modelo para os dois conjuntos de dissipadores, observa-se que a diferença na potência dissipada imposta como condição de contorno não provocou diferenças significativas nos valores de temperatura, para todos os cenários analisados.

5.2.2 Temperaturas nas paredes internas

As Figuras 5.9 a 5.12 apresentam uma comparação das temperaturas obtidas experimentalmente e através do modelo para as paredes internas do invólucro. Novamente, as temperaturas do modelo foram geradas para os dois conjuntos de dissipadores instrumentados, usando como condição de contorno para a potência os valores medidos experimentalmente para cada um dos conjuntos.

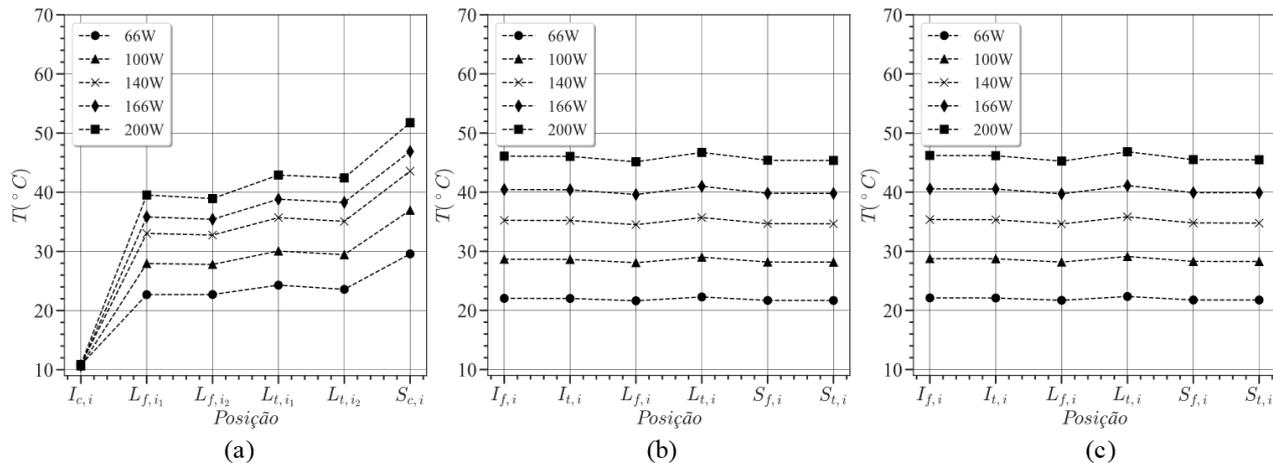


Figura 5.9- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes internas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 10 $^{\circ}\text{C}$. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.

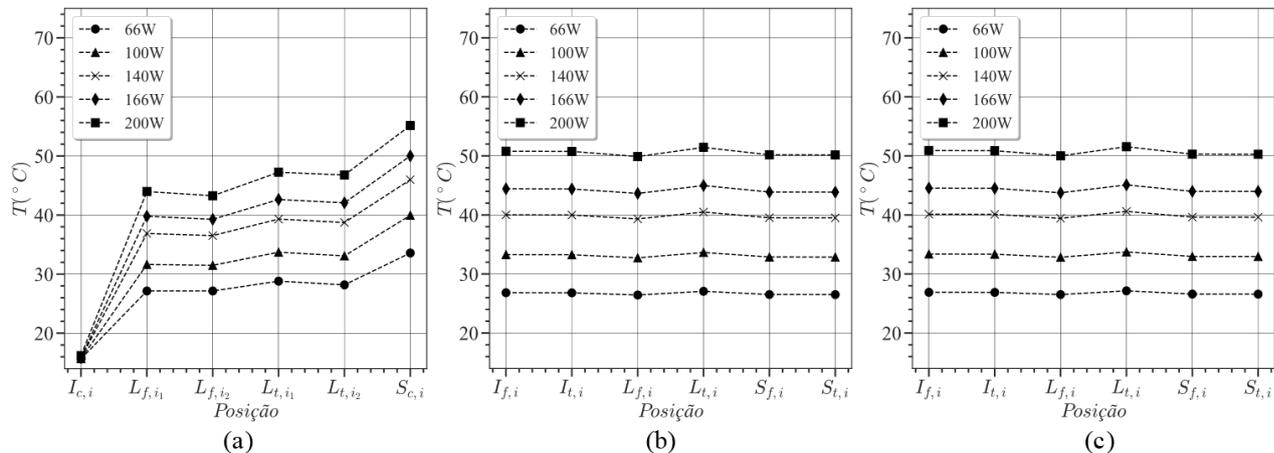


Figura 5.10- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes internas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 15°C . (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.

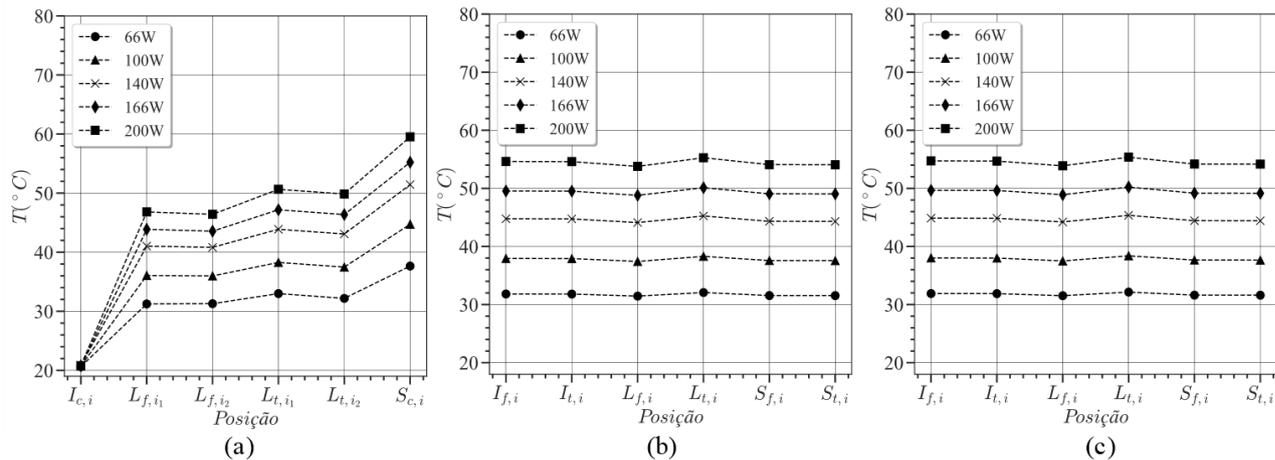


Figura 5.11- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes internas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 20°C. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.

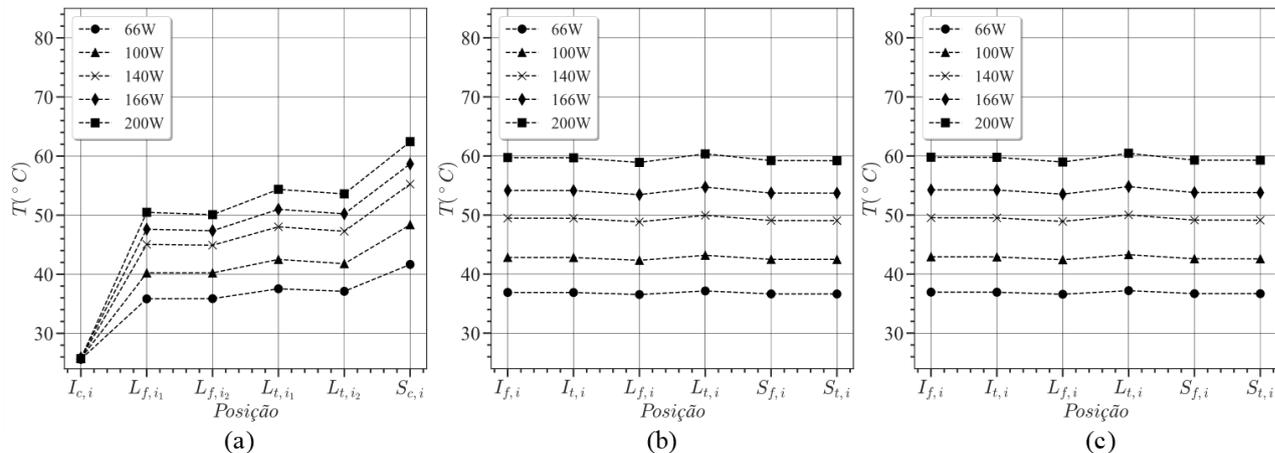


Figura 5.12- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e analiticamente para as paredes internas do invólucro, para os dois Conjuntos de Dissipadores analisados e uma temperatura de referência da água de 25 $^{\circ}\text{C}$. (a) Temperaturas obtidas experimentalmente. (b) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Temperaturas obtidas através do modelo para o Conjunto de Dissipadores 2.

Analisando os valores obtidos experimentalmente (subfigura a), nota-se, assim como percebido para as temperaturas na parte externa do invólucro, um aumento de temperatura conforme se caminha dos pontos inferiores até os superiores, indicando a existência de uma célula convectiva no interior do aparato. A tampa superior apresentou a maior temperatura, seguida das paredes laterais e da tampa inferior. Este comportamento acentuado pode ser explicado pelo fato de o óleo isolante chegar à parte superior sem ter trocado calor suficiente com as paredes do invólucro.

Novamente, como esperado, um aumento na potência dissipada pelos conjuntos implicou em um aumento na temperatura observada para todos os pontos localizados no interior do invólucro, para todas as temperaturas externas da água consideradas.

Os resultados do modelo apresentaram temperaturas praticamente iguais para todos os pontos, quando se considera a mesma potência dissipada. Essa é uma consequência do uso de uma correlação que considera que o invólucro se comporta como uma cavidade isotérmica, e do cálculo da temperatura dessa cavidade através da média ponderada na área das temperaturas das paredes internas do invólucro. Mesmo considerando uma média das temperaturas experimentais, existe uma diferença significativa entre os valores, o que pode ter acarretado uma imprecisão na determinação da temperatura dos pontos próximos aos resistores, na temperatura da superfície do dissipador e consequentemente do número de Nusselt.

Comparando os valores obtidos através do modelo para os dois conjuntos de dissipadores, não se percebe grandes diferenças nas temperaturas, o que indica que a diferença nas potências dissipadas entre eles com relação à potência nominal para cada ponto não provoca variações significativas nos resultados obtidos através do modelo.

5.3 TEMPERATURAS DO ÓLEO ISOLANTE

A seguir serão apresentadas as temperaturas obtidas experimentalmente para o óleo MIDEL® 7131, em comparação com os valores obtidos com o modelo numérico, através das Figuras 5.13 a 5.16. Vale mencionar que foi acrescentado um subíndice referente à temperatura do fluido calculada no modelo, T_f , para indicar se ela se refere ao óleo encontrado nas proximidades do Conjunto de Dissipadores 1 ou 2.

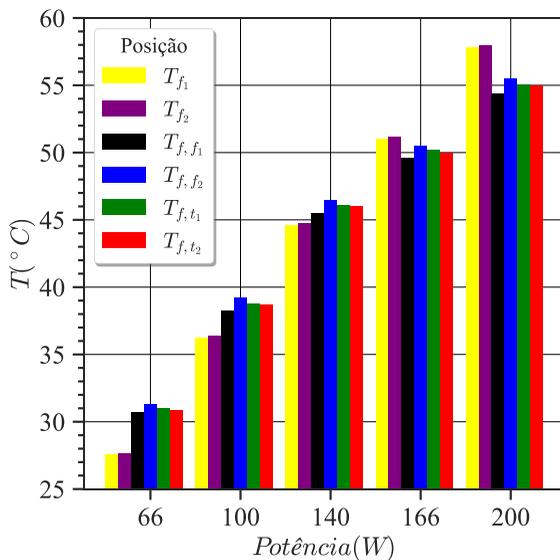


Figura 5.13- Comparação entre as temperaturas teóricas e experimentais do óleo isolante para uma temperatura de referência da água de 10°C.

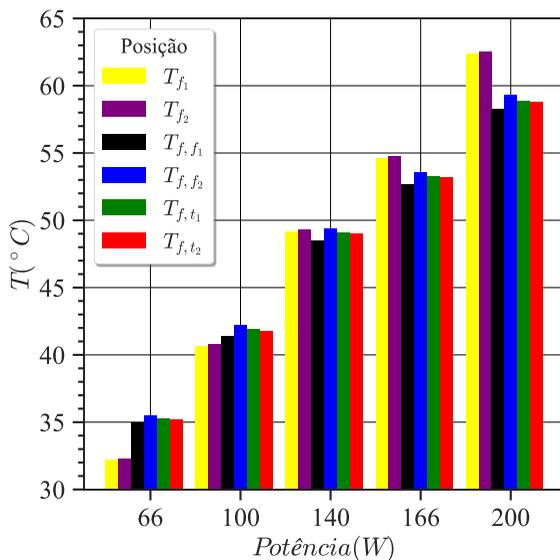


Figura 5.14- Comparação entre as temperaturas teóricas e experimentais do óleo isolante para uma temperatura de referência de 15°C.

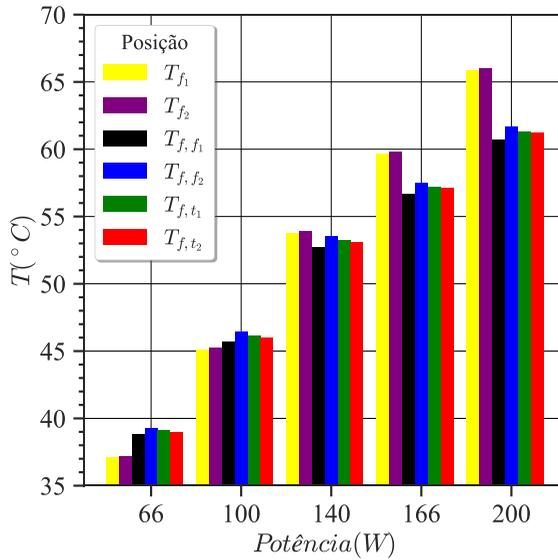


Figura 5.15- Comparação entre as temperaturas teóricas e experimentais do óleo isolante para uma temperatura de referência de 20°C.

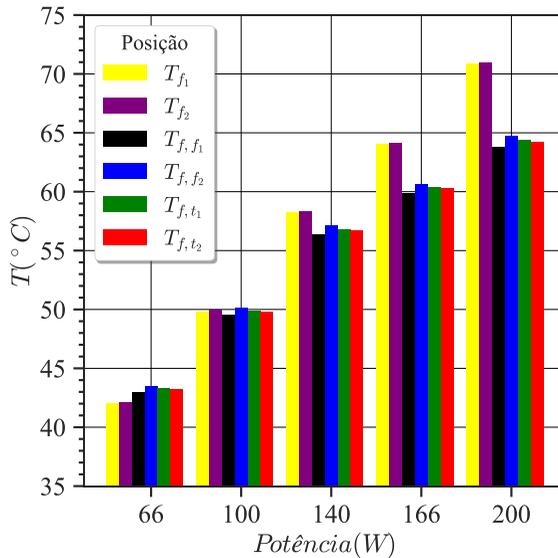


Figura 5.16- Comparação entre as temperaturas teóricas e experimentais do óleo isolante para uma temperatura de referência de 25°C.

As temperaturas apresentadas experimentalmente para todos os pontos de medição no óleo apresentaram valores muito próximos, para todas as faixas de potência e temperatura externa da água no tanque. Existe também um esperado aumento de temperatura com o aumento na potência dissipada do sistema, devido ao aumento da carga térmica imposta no óleo no interior do invólucro.

As temperaturas obtidas através do modelo se aproximam bastante das temperaturas observadas experimentalmente, para potências dissipadas por conjunto de dissipadores de até 140W. Para valores acima desse patamar, a diferença entre os valores analíticos e experimentais aumenta consideravelmente, chegando a um desvio máximo de aproximadamente 5°C.

O fato de esse desvio não ser demasiadamente elevado contribui na precisão dos números de Nusselt e Rayleigh obtidos através do modelo, uma vez que essa temperatura serve como referência para o cálculo das propriedades do fluido.

5.4 TEMPERATURAS NOS CONJUNTOS DE DISSIPADORES

A seguir são apresentadas as temperaturas obtidas para os pontos nas proximidades dos resistores de empacotamento TO-247 fixados na superfície traseira dos dissipadores. Primeiramente, serão apresentados os resultados experimentais e em seguida os obtidos através do modelo analítico-numérico.

5.4.1 Resultados experimentais

As temperaturas obtidas experimentalmente para os pontos de medição nos dissipadores de alumínio e nas placas de circuito, separadas pela temperatura externa de referência são apresentadas a seguir, nas Figuras 5.17 a 5.24.

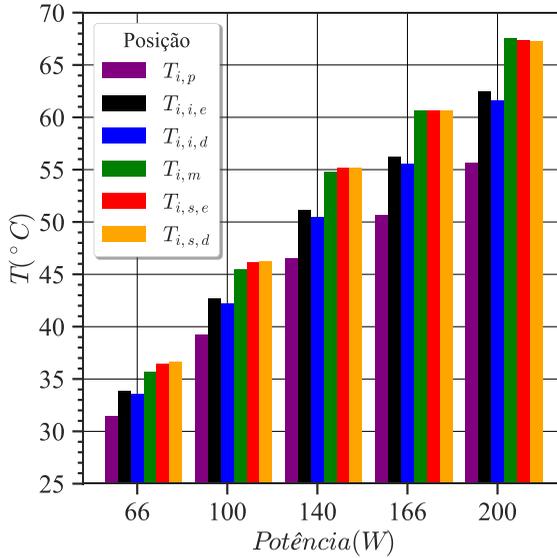


Figura 5.17- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 10°C.

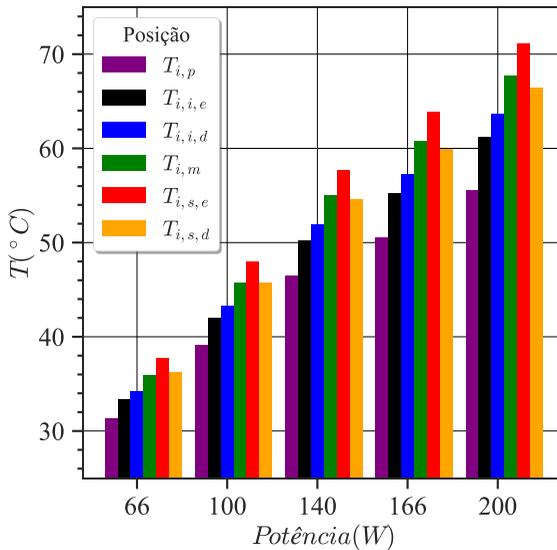


Figura 5.18- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 10°C.

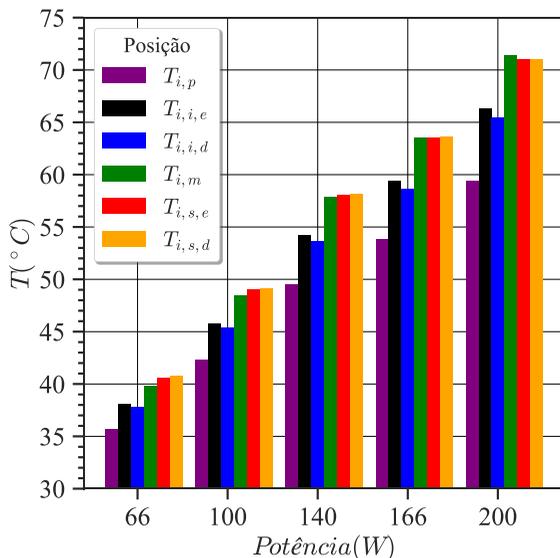


Figura 5.19- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 15°C.

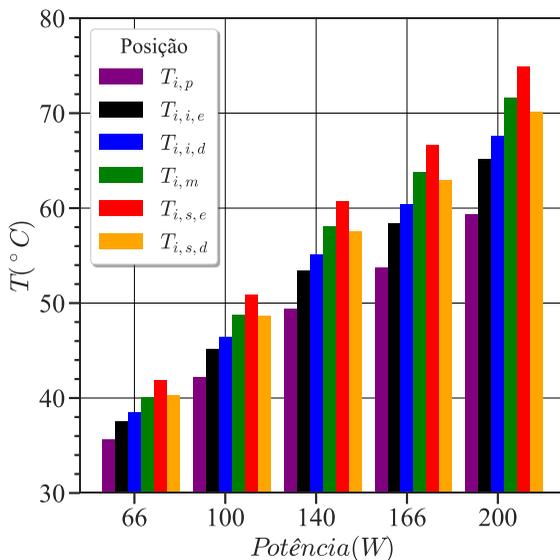


Figura 5.20- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 2 para uma temperatura de referência da água de 15°C.

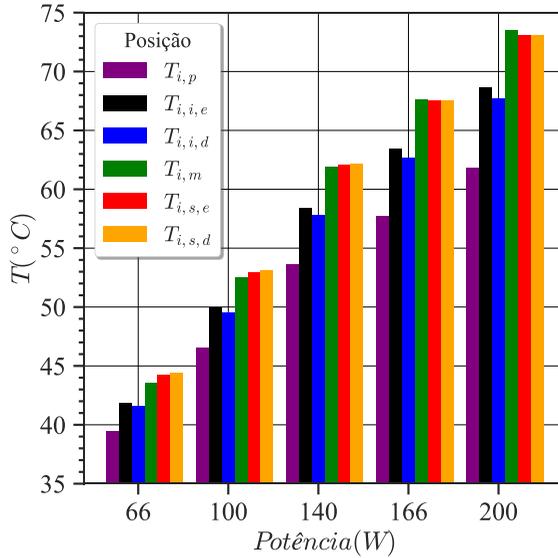


Figura 5.21- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 20°C.

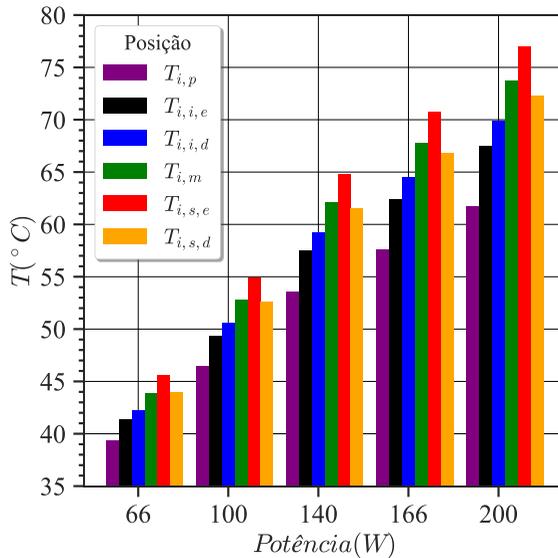


Figura 5.22- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 2 para uma temperatura de referência da água de 20°C.

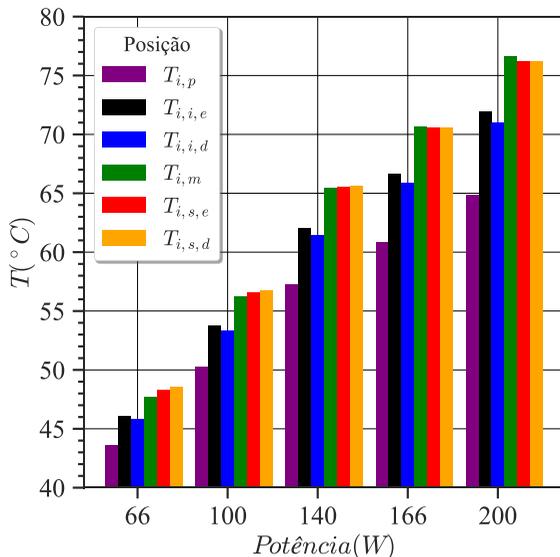


Figura 5.23- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 1 para uma temperatura de referência da água de 25°C .

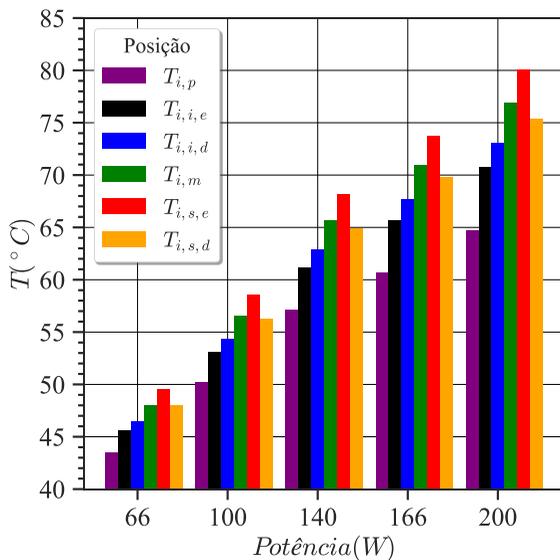


Figura 5.24- Temperatura no Conjunto de Dissipadores 2 para uma temperatura de referência da água de 25°C .

Observando os resultados, percebe-se um claro aumento da temperatura em cada um dos pontos próximos do resistor com o aumento da potência dissipada. Esse comportamento faz sentido, já que não era de se esperar que a resistência térmica total do sistema diminuísse na mesma proporção que o aumento da potência dissipada.

Um efeito que pode ser percebido através de uma análise dos dados é a variação da temperatura entre os resistores, em um mesmo dissipador, devido à diferença nos seus posicionamentos. Quanto mais próximo da borda superior está o resistor, maior será a sua temperatura, o que pode ser explicado pela temperatura um pouco maior do óleo na camada limite térmica naquela região, uma vez que o fluido foi aquecido previamente pelas regiões inferiores. Além disso, o coeficiente de transferência de calor local se reduz, pois o mesmo depende da posição vertical no dissipador e da diferença de temperatura local entre a parede e o fluido. Essa redução pode ser estimada através de uma análise de escala. Sabendo que, na convecção natural em regime laminar, $Nu_y \sim Ra_y^{1/4}$, e considerando y como a coordenada vertical, tem-se:

$$\frac{hy}{k} \sim \left(\frac{g\beta\Delta T y^3}{\nu\alpha} \right)^{1/4} \quad (5.1)$$

Simplificando:

$$h \sim \left(\frac{\Delta T}{y} \right)^{1/4} \quad (5.2)$$

Sendo assim, um aumento na posição vertical no dissipador e uma redução da diferença de temperatura característica levam a uma redução do coeficiente de transferência de calor na convecção natural.

Outro efeito evidenciado pelos dados obtidos diz respeito à diferença de temperatura entre os resistores em uma mesma posição vertical no dissipador. Como os dissipadores no conjunto estão dispostos em ângulo, a distância à parede circular do invólucro é diferente para resistores localizados em uma mesma linha horizontal, o que pode explicar a diferença de temperatura entre eles para algumas das temperaturas de referência da água.

Uma peculiaridade observada nos dados foi uma diferença de temperatura considerável entre o ponto $T_{i,s,d}$ e $T_{i,s,e}$ para o Conjunto de Dissipadores 2, para todas as faixas de potência e valores de temperatura

de referência, o que não ocorre no Conjunto 1. Uma possível explicação é uma diferença na quantidade de pasta térmica e/ou resina epóxi utilizados para fixar o RTD que se encontra próximo a esses resistores. Tal ocorrência implicaria em uma diferença considerável na resistência térmica nas proximidades desses resistores e conseqüentemente uma diferença nas temperaturas observadas.

Existe também uma diferença entre os valores de temperatura entre os conjuntos de dissipadores. Tal desvio pode ser explicado pela distribuição heterogênea de pasta térmica nos resistores entre eles e por diferentes padrões de escoamento da água no exterior do invólucro, na região imediatamente à frente dos dissipadores, devido ao posicionamento da entrada e saída de água do tanque.

É de extrema relevância mencionar que mesmo no ponto de operação mais crítico do ponto de vista térmico, o de potência nominal dissipada de 200W e temperatura da água no exterior do invólucro de 25°C, a temperatura das placas de circuito, $T_{i,p}$ não ultrapassou o limite de temperaturas determinado pela literatura de 75°C (FRANCHI, 2009).

5.4.2 Resultados do modelo

A seguir, na Figura 5.25 e Figura 5.26 são apresentadas as temperaturas obtidas no modelo de rede térmica para a superfície dos dissipadores, T_i , em comparação com as temperaturas obtidas experimentalmente para esses pontos. Vale ressaltar que, para efeito de comparação com o modelo de rede térmica, os valores experimentais para cada conjunto de dissipador são uma média aritmética das medições de temperatura locais em cada dissipador, através do procedimento detalhado na Seção 4.3. As temperaturas detalhadas de cada um dos pontos instrumentados são apresentadas no Apêndice C.

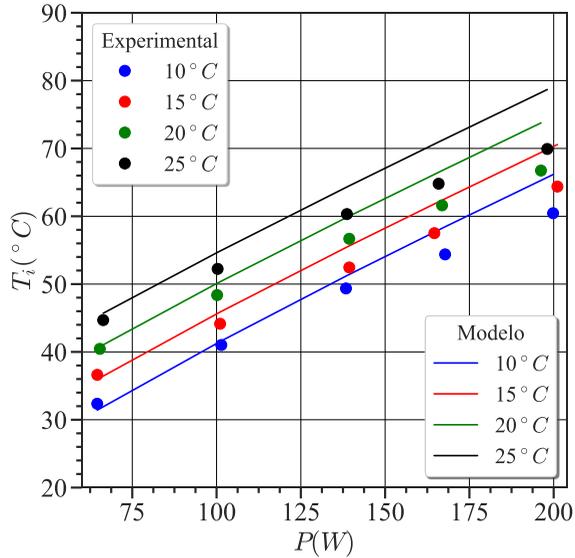


Figura 5.25- Comparação numérico-experimental das temperaturas obtidas para a superfície do Conjunto de Dissipadores 1.

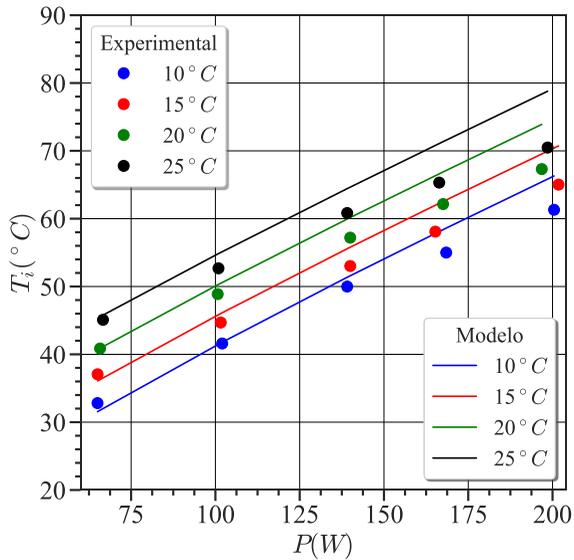


Figura 5.26- Comparação numérico-experimental das temperaturas obtidas para a superfície do Conjunto de Dissipadores 2.

Apesar do modelo capturar bem a tendência experimental, nota-se uma discrepância entre os valores obtidos, a qual aumenta com a da potência, para os dois conjuntos de dissipadores. A diferença entre o valor estimado e o medido pode chegar a 10°C, para o Conjunto de Dissipadores 2, na condição de potência nominal de 200 W e 25°C de temperatura de entrada da água.

Tal desvio deve-se, principalmente, a aproximações feitas no desenvolvimento do modelo, como a análise de apenas uma célula do invólucro (hipótese de simetria), uso de uma correlação para cavidades de paredes isotérmicas e que assumem que o corpo interno está equidistante das paredes da cavidade em todos os seus pontos. Como citado anteriormente, o conjunto de dissipadores se encontra em ângulo no interior de uma cavidade cilíndrica, o que implica em uma variação considerável da distância média da superfície do conjunto para as paredes da cavidade o que, conforme evidenciado pela literatura, impacta diretamente a troca de calor no interior da cavidade.

Entretanto, há que se mencionar que o modelo proposto não utiliza nenhum parâmetro de ajuste específico para a presente base de dados, o que confere robustez à metodologia proposta.

Nas Figuras 5.27 a 5.30 são apresentadas as temperaturas obtidas através do modelo de volumes finitos para cada um dos pontos de medição nos resistores localizados na superfície dos dissipadores. A diferença absoluta, em módulo, obtida em cada um desses pontos com relação aos dados experimentais também é apresentada.

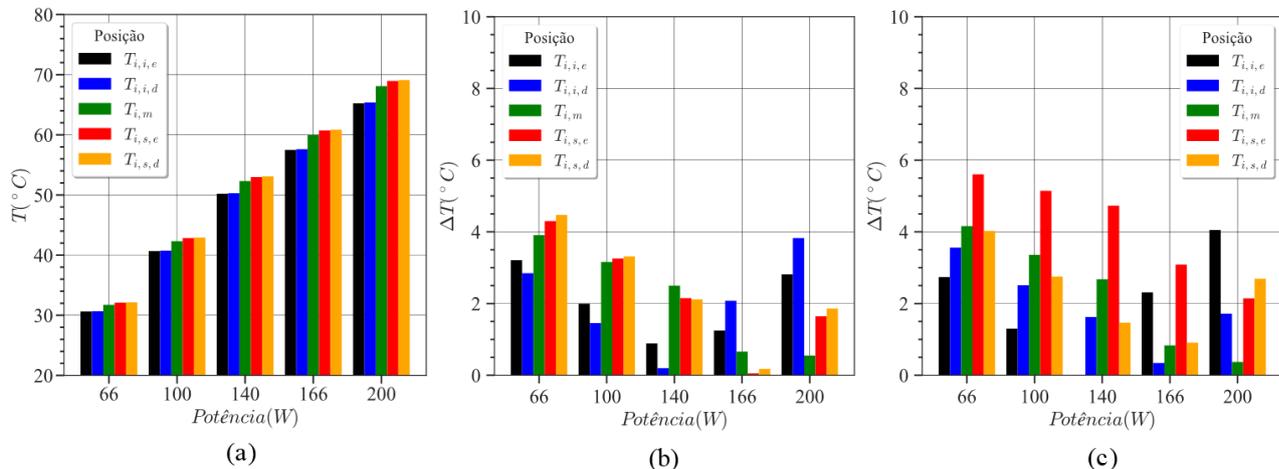


Figura 5.27- Comparação entre temperaturas obtidas experimentalmente e numericamente para os dois conjuntos de dissipadores, para uma temperatura de referência da água de $10^{\circ}C$. (a) Temperaturas próximas aos resistores obtidas através do modelo de volumes finitos. (b) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 2.

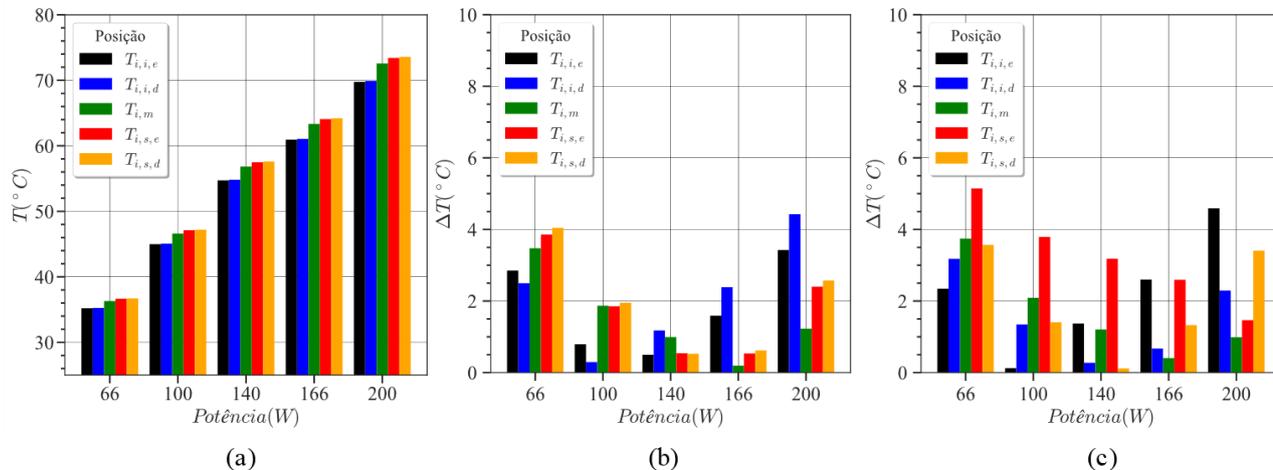


Figura 5.28- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e numericamente para os dois conjuntos de dissipadores, para uma temperatura de referência da água de 15°C. (a) Temperaturas próximas aos resistores obtidas através do modelo de volumes finitos. (b) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 2.

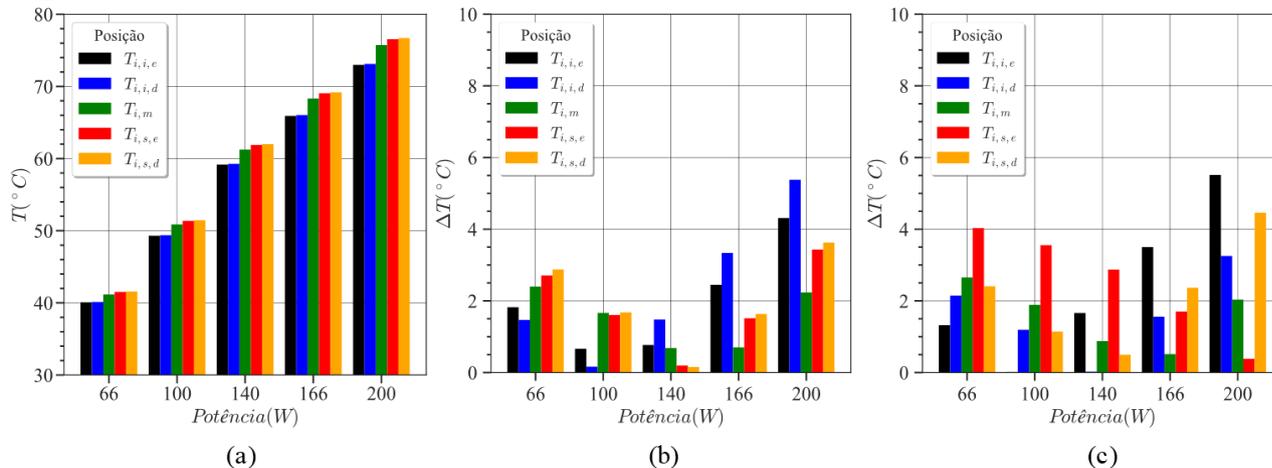


Figura 5.29- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e numericamente para os dois conjuntos de dissipadores, para uma temperatura de referência da água de 20°C. (a) Temperaturas próximas aos resistores obtidas através do modelo de volumes finitos. (b) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 2

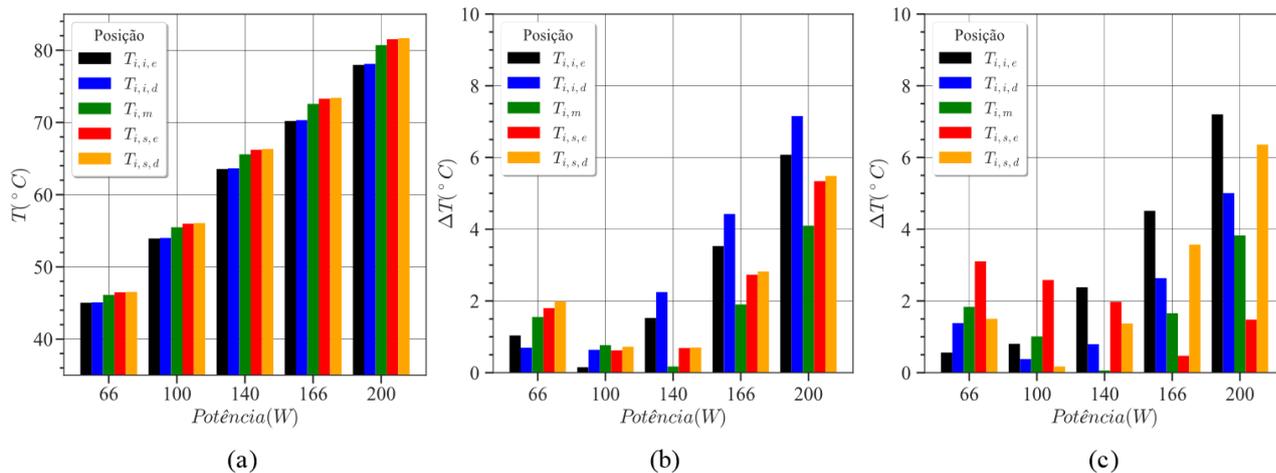


Figura 5.30- Comparação entre as temperaturas obtidas experimentalmente e numericamente para os dois conjuntos de dissipadores, para uma temperatura de referência da água de 25°C. (a) Temperaturas próximas aos resistores obtidas através do modelo de volumes finitos. (b) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 1. (c) Diferença entre os valores experimentais e numéricos para o Conjunto de Dissipadores 2.

Uma análise dos dados apresentados leva a concluir que um aumento na potência dissipada no conjunto de dissipadores levou a um aumento da temperatura de todos os pontos, para todas as temperaturas de referência externas. Para a mesma potência dissipada e temperatura de referência, nota-se também uma diferença de temperatura significativa entre os pontos que se encontram em diferentes posições verticais no dissipador, o que evidencia a capacidade do modelo de volumes finitos de simular o efeito de variação da temperatura em uma superfície devido à redução no coeficiente de transferência de calor, pela redução do gradiente de temperaturas na região da camada limite térmica. Essa diferença é menor que a percebida empiricamente através dos dados experimentais, o que leva a desvios nas temperaturas observadas nesses pontos com relação aos valores numéricos.

O desvio de temperatura entre os dados experimentais e numéricos apresentou um valor máximo de $7,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ para o Conjunto de Dissipadores 2, no ponto de medição $T_{i,i,e}$, considerando uma potência dissipada nominal de 200 W e 25°C de temperatura externa da água. De uma maneira geral, a grande maioria dos pontos apresentou desvios inferiores a 5°C , o que é um indicativo que o modelo consegue prever as temperaturas nesses pontos com alguma precisão, porém mostra que há espaços para melhoria que devem ser explorados. Uma possível fonte de desvio é o fato de o modelo não conseguir promover com a mesma intensidade a estratificação de temperaturas entre os resistores, devido possivelmente à maneira como a correção do coeficiente de transferência de calor é feita no modelo. Outra possível fonte é a temperatura de referência do modelo de volumes finitos, T_o , que por apresentar uma diferença com relação ao valor calculado com base nos dados experimentais, promove então uma diferença nos resultados obtidos para a superfície do dissipador.

A seguir, nas Figuras 5.31 a 5.38, são apresentadas as distribuições de temperatura na superfície onde os resistores foram montados, obtida através do código de volumes finitos.

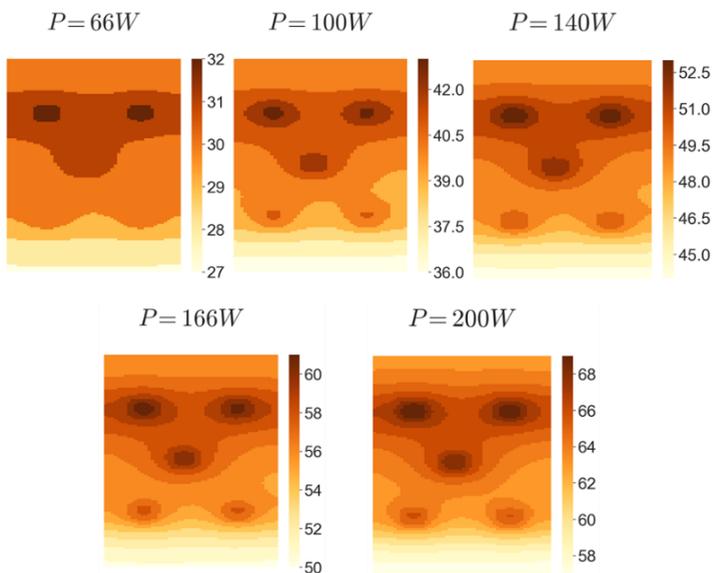


Figura 5.31- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores I e temperatura ambiente de 10°C .

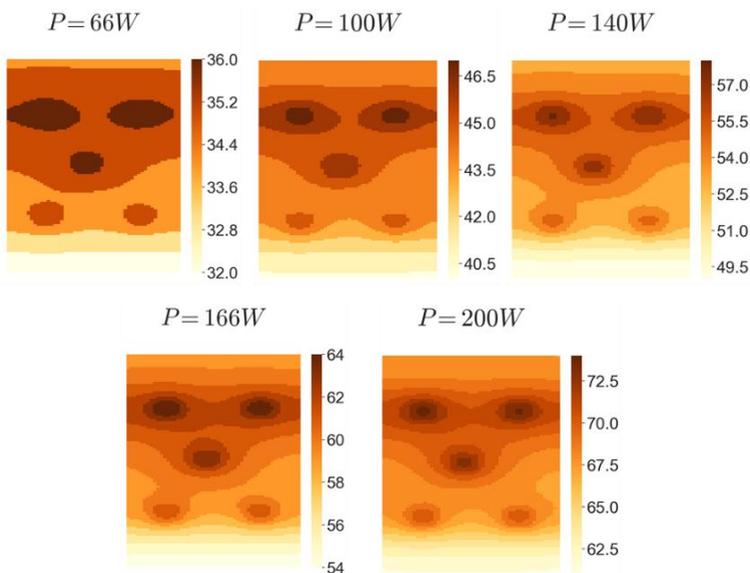


Figura 5.32- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores I e temperatura ambiente de 15°C .

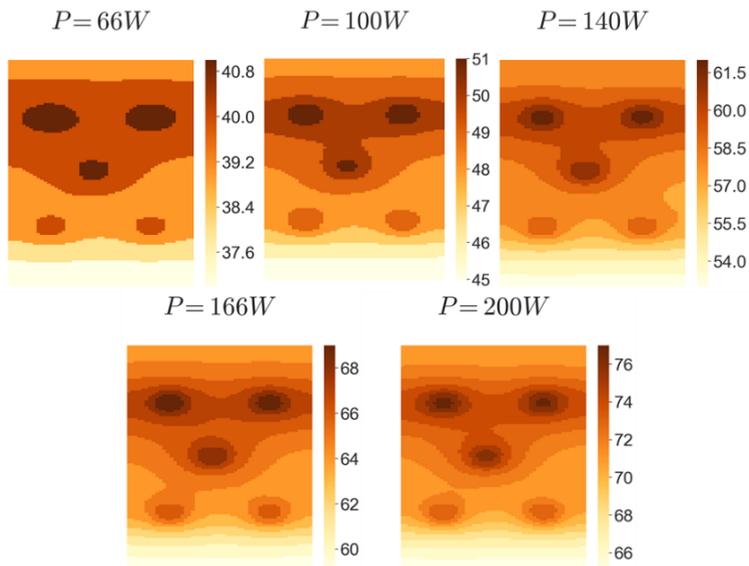


Figura 5.33- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 1 e temperatura ambiente de 20°C.

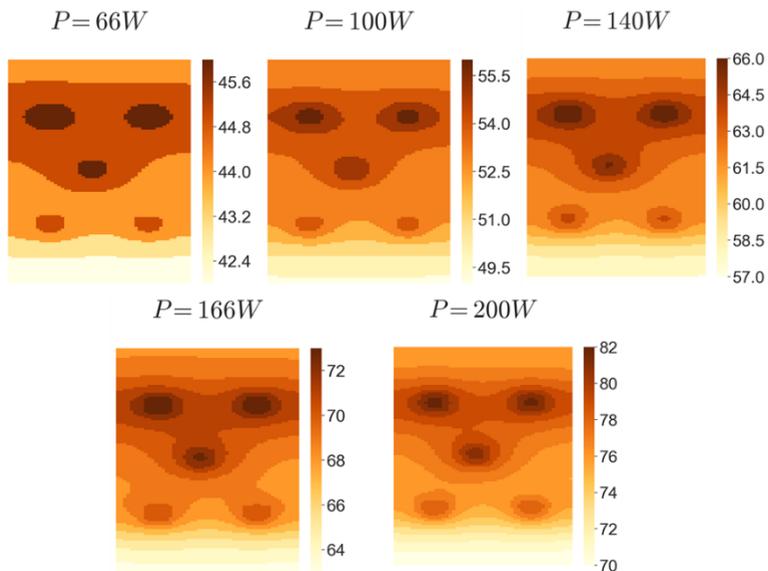


Figura 5.34- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 1 e temperatura ambiente de 25°C.

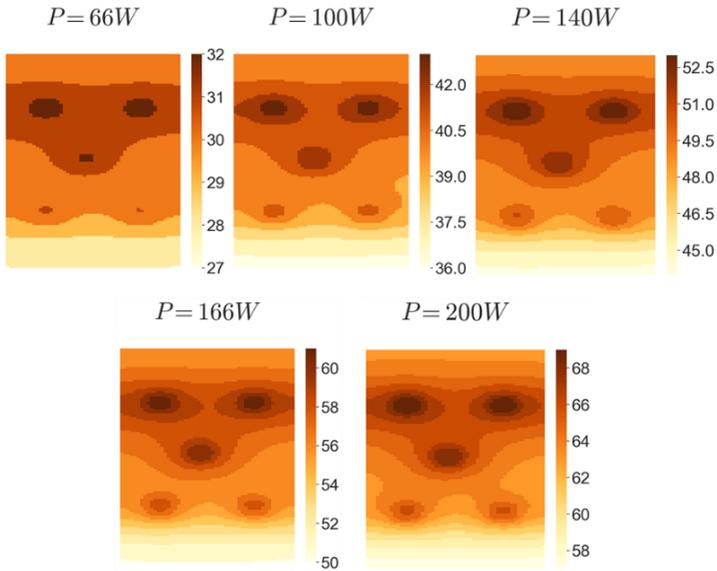


Figura 5.35- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 2 e temperatura ambiente de 10°C .

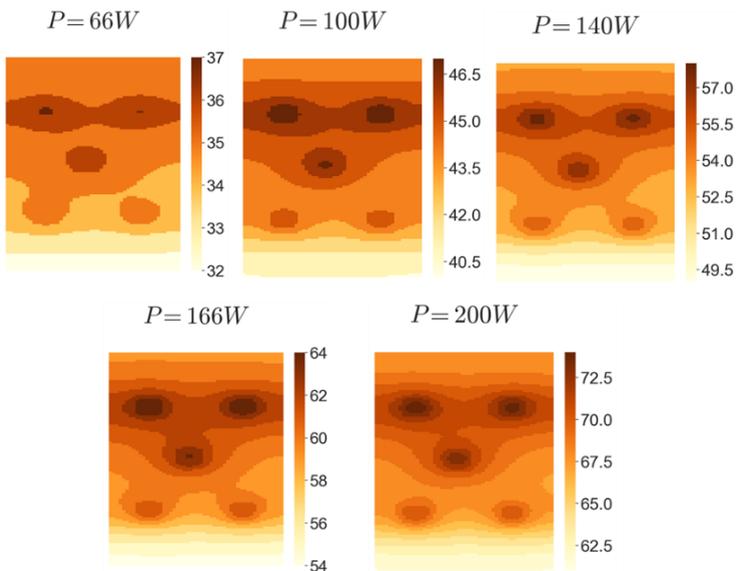


Figura 5.36- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 2 e temperatura ambiente de 15°C .

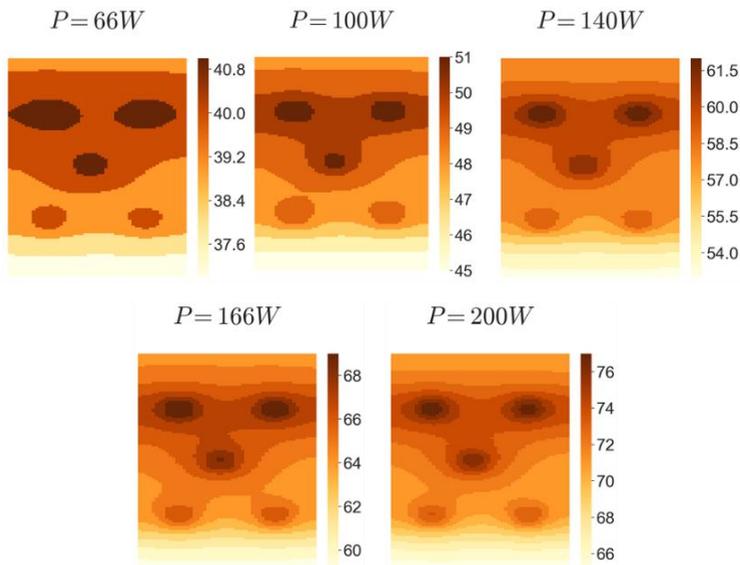


Figura 5.37- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 2 e temperatura ambiente de 20°C.

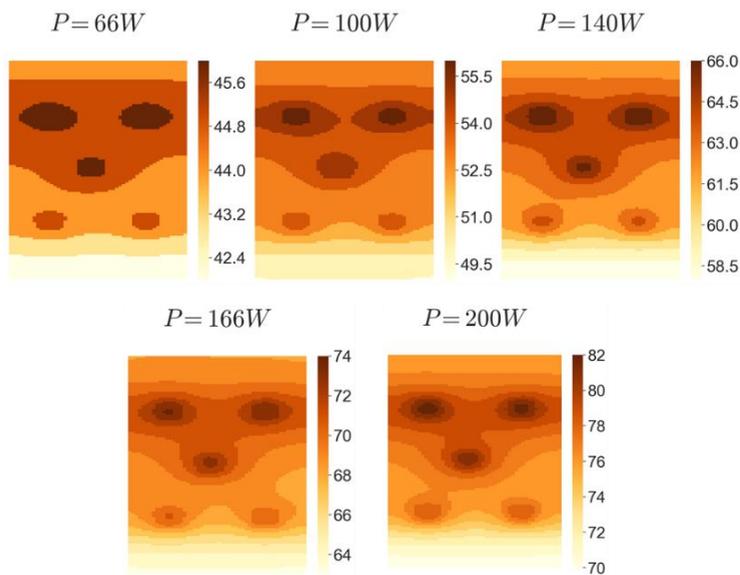


Figura 5.38- Distribuição de temperatura na superfície traseira do dissipador para o conjunto de dissipadores 2 e temperatura ambiente de 25°C.

As distribuições de temperatura nos dissipadores evidenciam como a proximidade entre resistores na superfície do dissipador contribui para o aumento da temperatura local nas proximidades dos resistores. Esse efeito é potencializado pelo aumento da potência dissipada, como pode ser notado nas figuras acima.

Vale notar também a similaridade entre as distribuições de temperatura entre os conjuntos 1 e 2, para todos os pontos. Este efeito já era esperado, uma vez que as fontes de erro experimentais que provocam os desvios de temperatura entre os dois não estão presentes no modelo de volumes finitos.

5.5 CORRELAÇÕES

Com o objetivo de se desenvolver um método de cálculo simples e prático, foram propostas correlações para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural para a cavidade anular proposta neste trabalho. As correlações, baseadas na correlação de Teertsra *et al.* (2004), foram geradas usando somente os dados experimentais (ou seja, as temperaturas das placas e das paredes do invólucro necessárias para calcular os números de Nusselt e Rayleigh) ou somente os resultados do modelo de rede térmica. A seguir, essas correlações serão chamadas, respectivamente, de *experimental* e *analítica*.

A correlação experimental foi obtida através de uma regressão linear entre $Nu_{\sqrt{A_i}}$ (definido na Equação (4.4)) e o parâmetro $Ra_{\sqrt{A_i}}^{1/4}$ (definido na Equação (4.6)) calculados com base nos dados experimentais obtidos para todos os pontos de operação. Lembrando que a temperatura T_o , da parede da cavidade, considerada na diferença de temperatura característica para ambos parâmetros adimensionais, trata-se de uma média ponderada da temperatura das paredes da cavidade, como expresso pela Equação (3.19). A correlação obtida analiticamente é a seguinte:

$$Nu_{\sqrt{A_i}} = 0,236 * Ra_{\sqrt{A_i}}^{1/4} + 20,9 \quad (5.3)$$

E a obtida experimentalmente tem a forma:

$$Nu_{\sqrt{A_i}} = 0,214 * Ra_{\sqrt{A_i}}^{1/4} + 21,1 \quad (5.4)$$

A Figura 5.39 apresenta de maneira gráfica os valores obtidos experimentalmente para $Nu_{\sqrt{A_i}}$ e $Ra_{\sqrt{A_i}}^{1/4}$, com a curva da correlação experimental obtida através do ajuste dos dados.

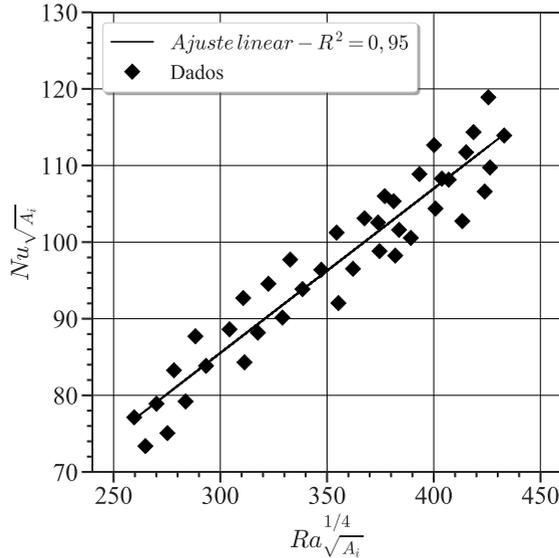


Figura 5.39- Representação gráfica da correlação obtida experimentalmente para o número de Nusselt no interior do invólucro.

As correlações apresentaram grande proximidade, sendo a maior diferença percebida no coeficiente angular da correlação, o fator A. Analiticamente, esse fator depende das funções de gravidade, função de Prandtl e razão entre as áreas de troca de calor do corpo interno e da cavidade. A Tabela 5.4 e Tabela 5.5 apresentam os desvios obtidos para o número de Nusselt e Rayleigh, quando comparados os dados experimentais e analíticos. O desvio foi definido como a diferença absoluta entre os valores experimentais e analíticos, divididos pelos valores obtidos analiticamente.

Tabela 5.4- Desvios percentuais no número de Nusselt para todos os pontos analisados.

		$\epsilon_{Nu}(\%)$				
Local	Temp.(°C)	Potências dissipadas(W)				
		66	100	140	166	200
Conjunto de dissipadores 1	10	3,3%	2,5%	5,1%	6,5%	8,3%
	15	4,1%	1,0%	3,3%	5,7%	7,8%
	20	2,2%	1,9%	4,4%	5,5%	6,6%
	25	0,6%	1,7%	4,2%	4,2%	5,0%
Conjunto de dissipadores 2	10	8,8%	8,0%	10,3%	11,3%	14,3%
	15	9,7%	6,3%	8,5%	10,9%	13,1%
	20	7,6%	7,0%	9,1%	10,2%	11,2%
	25	5,3%	6,0%	8,8%	8,7%	9,7%

Tabela 5.5- Desvios percentuais no número de Rayleigh para todos os pontos.

		$\epsilon_{Ra}(\%)$				
Local	Temp.(°C)	Potências dissipadas(W)				
		66	100	140	166	200
Conjunto de dissipadores 1	10	3,9%	2,6%	2,0%	0,0%	1,2%
	15	3,7%	0,9%	0,0%	0,5%	1,6%
	20	2,1%	0,9%	0,0%	1,4%	2,4%
	25	0,9%	0,0%	0,7%	2,4%	3,7%
Conjunto de dissipadores 2	10	5,6%	4,6%	4,0%	1,9%	1,0%
	15	5,4%	2,8%	1,9%	1,3%	0,3%
	20	3,8%	2,7%	1,6%	0,4%	0,7%
	25	2,5%	1,5%	0,9%	0,8%	2,0%

Analisando os dados da Tabela 5.5, nota-se que o desvio obtido para o número de Nusselt no Conjunto de Dissipadores 1 permanece abaixo de 8,3%, e para o Conjunto de Dissipadores 2, 14,3%. Novamente, ficam evidentes os desvios maiores para o Conjunto de Dissipadores 2, e a tendência do aumento do desvio com aumento da potência e redução da temperatura ambiente. Os valores obtidos são considerados satisfatórios,

tendo em vista que a correlação de Teertstra *et al.* (2004) obteve um desvio máximo de 11,9% para uma esfera achatada em uma cavidade esférica, quando da validação da correlação aqui utilizada para diversas geometrias, usando dados experimentais.

Os desvios apresentados para o número de Rayleigh mostraram-se baixos, com valores levemente superiores para o Conjunto de Dissipadores 2. Novamente, os valores obtidos foram satisfatórios, tendo em vista que Teertstra *et al.* (2004) obteve um desvio máximo de 9%, quando comparados os valores analíticos com os experimentais, para todas as geometrias analisadas. A Figura 5.40 apresenta graficamente a diferença entre os dados experimentais e analíticos para o número de Nusselt.

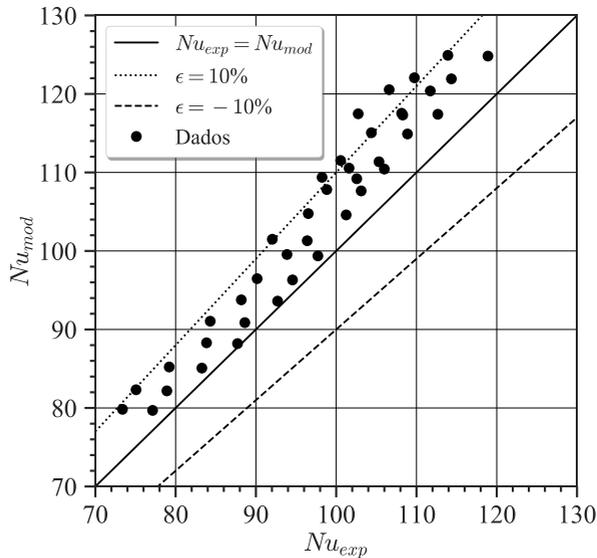


Figura 5.40- Gráfico correlacionando o Nusselt obtido pelo modelo e o experimental, para todos os pontos de operação.

Vale notar que o número de Nusselt obtido pelo modelo é sempre superior ao obtido experimentalmente, o que implica em um coeficiente de convecção analítico maior do que o experimental. Essa diferença ocorre devido a vários fatores, de origem experimental ou analítica. Do ponto de vista empírico, o fato de o conjunto de dissipadores apresentar um desvio de 1 cm radialmente e 1 cm verticalmente, devido a erros na fabricação do invólucro de acrílico, com relação à posição central que o

modelo pressupõe no interior da cavidade pode contribuir para os desvios apresentados. Além disso, o fato de a distância do conjunto de dissipadores para a placa não ser constante, pelo fato dos dissipadores do conjunto estarem dispostos em um ângulo obtuso, contribui também para esse erro, uma vez que o modelo considera uma distância constante, ou seja, uma superfície curva.

Do ponto de vista analítico, a maior fonte de erro é o fato de o modelo considerar que o corpo interno troca calor com paredes da cavidade isotermas e que se encontram na mesma temperatura, situação esta que é bem diferente da presente na bancada experimental. Outra possível fonte de erro é a de considerar que a cavidade pode ser particionada em três células, considerando que as células de convecção de cada corpo interno não interferem entre si.

Na Tabela 5.6 e Tabela 5.7, são apresentados, respectivamente, os coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente e analiticamente para todos os pontos de operação considerados nos testes.

Tabela 5.6- Valores do coeficiente de transferência de calor obtidos experimentalmente para todos os pontos de operação da bancada.

Coeficiente de transferência de calor experimentais - $h(W/m^2 \cdot K)$						
Local	Temp.(°C)	Potências dissipadas(W)				
		66	100	140	166	200
Conjunto de dissipadores 1	10	18,9	21,7	23,5	24,9	26,2
	15	19,3	22,6	24,6	25,5	26,9
	20	20,3	23,0	25,0	26,3	27,5
	25	21,4	23,7	25,6	27,1	28,6
Conjunto de dissipadores 2	10	18,0	20,6	22,4	23,8	24,8
	15	18,4	21,5	23,4	24,3	25,7
	20	19,3	21,9	23,9	25,2	26,4
	25	20,4	22,8	24,5	26,0	27,3

Tabela 5.7- Valores do coeficiente de transferência de calor obtidos analiticamente para todos os pontos de operação da bancada.

Coeficiente de transferência de calor analíticos - $h(W/m^2 \cdot K)$						
Local	Temp.(°C)	Potências dissipadas(W)				
		66	100	140	166	200
Conjunto de dissipadores 1	10	19,6	22,2	24,7	26,5	28,3
	15	20,1	22,9	25,4	27,0	29,0
	20	20,8	23,5	26,1	27,7	29,3
	25	21,5	24,1	26,7	28,2	29,8
Conjunto de dissipadores 2	10	19,6	22,3	24,7	26,6	28,4
	15	20,2	22,9	25,5	27,0	29,0
	20	20,8	23,5	26,1	27,8	29,3
	25	21,5	24,2	26,7	28,3	29,9

Observa-se que os valores do coeficiente de transferência de calor analíticos e experimentais para todos os pontos de operação, quando comparados, apresentam um desvio pequeno, com esses desvios seguindo a tendência dos erros no número de Nusselt, o que é esperado, uma vez que o coeficiente de transferência de calor calculado apresenta uma relação linear com o número de Nusselt obtido.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho se dispôs a desenvolver um sistema de resfriamento para inversores de frequência submarinos imersos em óleo isolante através da proposição de uma nova geometria, que propiciasse boa eficiência de troca de calor em um volume reduzido. Através do uso de um algoritmo genético, foram obtidos parâmetros geométricos para a maior efetividade térmica, considerando uma potência dissipada de 140 W por fase. A partir desses parâmetros, um protótipo em acrílico foi construído. Ainda, foram projetados e fabricados circuitos resistivos a fim de simular o funcionamento de um circuito real de inversores de frequência. Os resistores presentes no circuito foram fixados em dissipadores de alumínio montados em ângulo e inseridos no interior do invólucro de acrílico. Utilizando um circuito de resfriamento de água para simular a convecção natural no interior de um tanque, um transformador de tensão e transdutores para medir tensão e temperaturas, testes foram realizados no protótipo, com uma potência total dissipada no sistema de até 600 W, e temperaturas da água no exterior do protótipo de até 25°C. A bancada experimental foi validada através de testes de repetibilidade, e provou-se que a mesma foi capaz de reproduzir um regime de transferência de calor por convecção natural no exterior do invólucro, como ocorre naturalmente no fundo dos oceanos.

Os resultados dos testes mostraram que o protótipo foi capaz de manter a circunvizinhança dos componentes eletrônicos abaixo de 75°C, para uma potência dissipada de 140 W em cada fase, com uma temperatura máxima observada na proximidade dos resistores de 68°C, a uma temperatura ambiente de 25°C. Para a potência máxima de teste de 200 W e temperatura ambiente de 25 °C, observou-se uma temperatura máxima de 80,1°C. Ou seja, mesmo com o sistema consumindo 600 W de potência, o protótipo ainda foi capaz de manter os componentes eletrônicos em temperaturas seguras para operação, tendo em vista que a temperatura máxima de operação para a junção de transistores gira em torno dos 120°C. A temperatura para a placa de circuito foi completamente satisfatória, mesmo no ponto mais crítico de operação, chegando no máximo a 64,9°C, bem abaixo do limite teórico de 75°C proposto por FRANCHI (2009).

O modelo numérico conseguiu prever a temperatura na proximidade dos resistores com um desvio máximo de 7,2°C (para o ponto mais crítico de operação e o resistor inferior esquerdo), acima da temperatura observada experimentalmente. Apesar de ser um desvio relativamente alto, o fato de o modelo na maioria das vezes superestimar

a temperatura confere segurança às previsões efetuadas, uma vez que a temperatura real sempre estará abaixo da estimada, garantindo a segurança operacional dos componentes eletrônicos. A correlação desenvolvida com base no modelo de Teertstra *et al.* (2004) mostrou-se satisfatória, apresentando um erro máximo no Nu de 14,3% e no Ra de 5,6%, quando comparados os dados analíticos com os experimentais. Tais valores são considerados extremamente satisfatórios, uma vez que Teertstra *et al.* (2004) obteve para os mesmos parâmetros adimensionais erros de 11,9% e 9% respectivamente. Além disso, o resíduo de balanço energético tanto do modelo de rede térmica como do modelo numérico foi inferior a 0,01%, evidenciando uma boa solução matemática e numérica.

Conclui-se, portanto, que o sistema de resfriamento com a geometria proposta é eficaz em manter os circuitos eletrônicos abaixo das temperaturas limites de operação, e se trata de um *design* promissor para promover o gerenciamento térmico de circuitos eletrônicos submarinos.

O modelo matemático, em conjunto com o algoritmo de otimização desenvolvido, foi capaz de determinar os parâmetros geométricos para um sistema compacto de resfriamento, operando abaixo das temperaturas limites de operação, para uma potência dissipada e tamanho de placa de circuito especificada. Constituindo-se então como uma ferramenta útil no projeto de invólucros para resfriamento de circuitos eletrônicos por imersão em óleo isolante. É importante mencionar que para que o invólucro possa ser utilizado em uma aplicação real, deve-se acoplar ao sistema um compensador de pressão para que a pressão interna se adeque à pressão externa, dispensando a necessidade de construir um aparato mais robusto. O uso de um material que tem uma condutividade térmica mais elevada, como o metal, também seria extremamente vantajoso, permitindo a construção de um invólucro ainda mais compacto que o protótipo desenvolvido por esse trabalho, para a mesma potência dissipada de referência.

6.1 MELHORIAS E TRABALHOS FUTUROS

Diversas melhorias podem ser efetuadas, tanto na construção do invólucro, como no modelo numérico, de modo a aumentar a precisão na previsão das temperaturas do segundo, e a eficiência do primeiro.

Começando pelo modelo, a primeira melhoria a ser feita é modificar a rede térmica de modo que ela propicie a estratificação das temperaturas das paredes, o que não acontece no modelo atual, e leva à uma elevação da temperatura média ponderada das mesmas, e

consequentemente das temperaturas dos resistores, sendo esse efeito amplificado nas potências dissipadas mais elevadas.

Do ponto de vista do invólucro, a melhoria que propiciaria maiores ganhos seria o uso de materiais que são bons condutores de energia térmica e são de fácil manuseio e fabricação, com elevada disponibilidade e preço baixo. O material que melhor se encaixa nessa descrição é o aço inoxidável, tendo uma disponibilidade elevada, boa condutividade térmica, maleabilidade e resistência mecânica, e suportando as condições adversas do fundo do mar. O uso desse material certamente levaria a um sistema bem mais compacto que o acrílico aqui utilizado no protótipo, para uma mesma potência dissipada, tendo em vista a relevância que a condutividade térmica das paredes do invólucro tem no modelo de rede térmica aqui desenvolvido.

Outra melhoria possível no projeto do invólucro é a construção do duto interno sem flanges, afim de melhorar a circulação na parte interna do aparato, garantindo uma troca de calor mais eficaz com o meio externo.

Um aperfeiçoamento que pode ser feito na estrutura, porém não do invólucro e sim do conjunto de dissipadores, é projetar dissipadores de alumínio especificamente para o circuito eletrônico e o invólucro a serem utilizados. São possíveis ganhos na troca de calor das placas, uma vez que os dissipadores utilizados no protótipo construído neste trabalho foram comprados comercialmente com dimensões pré-estabelecidas, e não foram otimizados para a aplicação a qual se destinaram.

Para trabalhos futuros, propõe-se explorar o uso de nanopartículas que propiciem elevada difusividade térmica ao fluido isolante, bem como elevada rigidez dielétrica e estabilidade química. Algumas nanopartículas promissoras e que estão sendo bastante citadas na literatura por conferir essas características aos fluidos base são o *hBN* (Nitreto de boro Hexagonal) e o *TiO₂* (Dióxido de Titânio). É importante atentar para o método de obtenção e dispersão dessas nanopartículas, uma vez que esses elementos são determinantes na estabilidade química das nanopartículas ao longo do tempo e das propriedades termoelétricas do fluido com as nanopartículas.

A segunda sugestão seria desenvolver uma rede térmica e um código numérico que simule o regime transiente de temperaturas do sistema, através do uso de um modelo eletrotérmico, que com base nos dados operacionais de um circuito real de inversor de frequência, estima a potência dissipada em tempo real de cada um dos componentes e alimenta a parte térmica do modelo. Tal modelo possibilitaria projetar sistemas ainda mais compactos, uma vez que o valor de potência dissipada de referência utilizada pelo modelo desenvolvido nesse trabalho

se trata de um valor máximo de dissipação, e não um valor médio do funcionamento ao longo do tempo.

Além disso, seria interessante em trabalhos futuros que se desenvolvesse um compensador de pressão próprio para o sistema de resfriamento por imersão aqui proposto. O uso do compensador de pressão também exigiria uma modificação no modelo numérico para que ele fosse capaz de prever o comportamento térmico do fluido e dos componentes no interior do invólucro em pressões mais elevadas e características do fundo dos oceanos.

Devido à ausência de dimensões dos invólucros dos sistemas de resfriamento para inversores de frequência presentes na literatura, seria interessante que os resultados encontrados através do modelo analítico-numérico, com o auxílio do algoritmo genético, para encontrar um invólucro compacto, fossem comparados com os resultados obtidos através de um software comercial para geometrias disponíveis na literatura, para mensurar o desempenho do sistema com as dimensões propostas pelo modelo.

REFERÊNCIAS

AARSKOG, F. G. **Subsea converter device**. EUROPEAN PATENT APPLICATION. EP2958411A1, 23 dez. 2013. 10p.

ABB. **Subsea variable speed drive successfully tested under water**. Zurich, Suíça, 2017. Disponível em: <https://new.abb.com/news/detail/2811/subsea-variable-speed-drive-successfully-tested-under-water>. Acesso em: 3 jan. 2019.

ABU-NADA, E.; OZTOP, H. F. **Effects of inclination angle on natural convection in enclosures filled with Cu-Water nanofluid**. International Journal of Heat and Fluid Flow, v.30, p.669-678, 2009.

AN2011-05 Industrial IGBT Modules Explanation of Technical Information. Infineon, Application Note AN 2011-05, V1.2, November 2015.

BAR-COHEN, A.; ROHSENOW, W. M. **Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates**. Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, Vol.106, p.116-123, 1984.

BAKER, E. **Liquid immersion cooling of small electronic devices**. Microelectronics and Reliability, Whippany, v.12, p.163-173, 1973.

BEJAN, A. **Convective heat transfer**. 2ª ed. New York: John Wiley and Sons, 1995.

BLINOV, A.; VINNIKOV, D. **Cooling Methods for High Voltage IGBTs**. 6TH International Symposium "Topical Problems in the Field of Electrical and Power Engineering", Kuressaare, Estonia, January 12-17, 2009.

BOE, O. **VARIABLE SPEED DRIVE FOR SUBSEA APPLICATIONS**. International Patent. WO2008/055515A1, 15 mai. 2018. 16p.

BOEHRER, B. **Convection in a long cavity with differentially heated end walls**. International Journal of Heat Mass Transfer, v.40, No.17, p.4105-4114, 1997.

- CAVALCANTE, T.S; ARAÚJO, A.L.S; FILHO, P.P.R. **Simulação de tratamentos térmicos empregando o método dos volumes finitos**. In: VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 18-21 Agosto 2010, Campina Grande, Brasil.
- CHURCHILL, S.W.; USAGI, R. **A General Expression for the Correlation of Rates of Transfer and Other Phenomena**. AIChE Journal, v.16, No.6, p.1121-1128,1972.
- CHURCHILL, S.W.; CHU, H.H.S. **Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.18,p.1049-1053,1975.
- COLEMAN, H., STEELE, W. **Experimentation, Validation, and Uncertainty Analysis for Engineers**. 3rd Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2009.
- CORVARO, F.; PARONCINI, M. **A numerical and experimental analysis on the natural convection heat transfer of a small heating strip located on the floor of a square cavity**. Applied Thermal Engineering, v.28, p.25-35, 2007.
- CULHAM, J. R.; LEMCZYK, T. F.; LEE, S; YOVANOVICH, M. M. **META-A conjugate heat transfer model for air cooling of circuit boards with arbitrarily located heat sources**. In: Proceedings ASME National Heat Transfer Conference,1991, p. 117-126.
- CULHAM, R. J.; YOVANOVICH, M.M.; LEE, S. **Thermal Modeling of Isothermal Cuboids and Rectangular Heat Sinks Cooled by Natural Convection**. In: IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS, PACKAGING, AND MANUFACTURING TECHNOLOGY-PART A,v. 18, No.3,p.559-566,1995.
- DIECKERHOFF, S. et al. **Power Loss-Oriented Evaluation of High Voltage IGBTs and Multilevel Converters in Transformerless Traction Applications**.In: IEE TRANSACTIONS ON POWER ELECTRONICS, v.20, No. 6, 2005.

DORKEL, J.; TOUNSI, P.; LETURCQ, P. **Three-Dimensional Thermal Modeling Based on the Two-Port Network Theory for Hybrid or Monolithic Integrated Power Circuits**. In: IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS, PACKAGING, AND MANUFACTURING TECHNOLOGY-PART A, v. 19, No.4, p.501-507,1996.

DU, B.; HUDGINS, J.L.; SANTI, E.; BRYANT, A.T.; PALMER, P.R.; MANTOOTH, H.A. **Transient Thermal Analysis of Power Devices Based on Fourier-Series Thermal Model**. In: 2008 IEEE Power Electronics Specialists Conference, Rhodes, Greece, p.3129-3135,2008.

DU, B.; HUDGINS, J.L.; SANTI, E.; BRYANT, A.T.; PALMER, P.R.; MANTOOTH, H.A. **Transient Electrothermal Simulation of Power Semiconductor Devices**. In: 2010 IEEE TRANSACTIONS ON POWER ELECTRONICS, v. 25, No.1, p.237-248,2010.

EL-GENK, M. S. **Immersion cooling nucleate boiling of high power computer chips**. Energy Conversion and Management, v.53, p.205-218, 2012.

ELLISON, G. N. **Thermal Computations for Electronics: Conductive, Radiative, and Convective Air Cooling**. Boca Raton: CRC Press, 2011.

FRANCHI, C.M. **Inversores de frequência: teoria e aplicações**. 2.ed. São Paulo: Érica, 2009.

FREDERICK, R. L. **On the aspect ratio for which heat transfer in differentially heated cavities is maximum**, Int. Commun. Heat Mass Transfer, v. 26, 1999, pp. 549–558.

FU, Y.; HE, Z.; MO, D.; LU, S. **Thermal conductivity enhancement with different fillers for epoxy resin adhesives**. Applied Thermal Engineering, v.66, p.493-498, 2014.

GRADINGER, T.; LANERYD, T. **Oil cooling configuration for an electronic subsea system**. EUROPEAN PATENT APPLICATION. EP2988579A1, 22 ago.2014. 17p.

GRAOVAC, D.; PÜRSCHEL, M. **IGBT Power Losses Calculation Using the Data-Sheet Parameters**. Infineon, Application Note, V. 1.1, January 2009.

HAUPT, R. L.; HAUPT, S. E. **Practical Genetic Algorithms**. 2 ed. New Jersey: John Wiley & Sons, 2004.

HOLLAND, J. H. **Adaptation in Natural and Artificial Systems**, Ann Arbor: University of Michigan Press, 1975.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

INMETRO. **Guia para a expressão da incerteza de medição**. 2003.

ISHIKO, M.; KONDO, T.; USUI, M.; TADANO, H. **A Compact Calculation Method for Dynamic Electro-Thermal Behavior of IGBTs in PWM Inverters**. In: 2007 Power Conversion Conference-Nagoya, Nagoya, Japão, 2007.

JOHNSON, R.W. **Handbook of Fluid Dynamics**. 2 ed. Boca Raton : CRC Press, 2016.

JØRUM, P. M. **Subsea Variable Speed Drives**. Asker, Noruega, 2018. Disponível em: <https://www.nebb.com/subsea-variable-speed-drives>. Acesso em: 3 jan. 2019.

KARAGIOZIS, A. N. **An Investigation of laminar free convection heat transfer from isothermal finned surfaces**. Tese de Ph.D, University of Waterloo, Waterloo, Canadá, 1991.

LEE, S.; YOVANOVICH, M.M.; JAFAPRUR, K. **Effects of Geometry and Orientation on Laminar Natural Convection from Isothermal Bodies**. Journal of Thermophysics, Vol.5, No.2, p.208-216, 1990.

MACGREGOR, R.K; EMERY, A.F. **Free Convection Through Vertical Plane Layers- Moderate and High Prandtl Number Fluids**. Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, p.391-401, 1969.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Rio de Janeiro: LTC, 1995.

MANTOOTH, A. H.; HEFNER JR., A. **Electro-thermal Simulation of an IGBT PWM Inverter**. In: IEEE TRANSACTIONS ON POWER ELECTRONICS, v.12, No.3, p. 474-484,1997.

MIDEL. **MIDEL® 7131 Thermal Properties**. Setembro, 2018.

Disponível na Internet via:

<https://www.midel.com/app/uploads/2018/09/MIDEL_7131_Thermal_Properties.pdf>. Arquivo capturado em: 5 jan. 2019.

MILLSAPS, K.; POHLHAUSEN, K. **The Laminar Free-Convective Heat Transfer from the Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder**. Journal of the Aeronautical Sciences, p.357-360, 1958.

MOHAPATRA, S. C.; LOIKITS, D. **Advances in Liquid Coolant Technologies for Electronics Cooling**. In: IEEE SEMI-THERM SYMPOSIUM, 21., 2005, California, CA. **Proceedings...** San Jose: IEE, 2005.

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

MORAN, W.R.; LLOYD, J. R. **Natural convection Adjacent to Horizontal Surface of Various Planforms**. Journal of Heat Transfer, p.443-447, 1974.

NEBB. **Subsea Variable Speed Drives**. Disponível em: <https://www.nebb.com/subsea-variable-speed-drives>. Acesso em: 4 jan. 2019.

NTIBARUFATA, E.; HASNAOUI, M.; BILGEN, E.; VASSEUR, P. **Natural convection in partitioned enclosures with localized heating**. International Journal of Numeric Methods for Heat & Fluid Flow, v.3, p.133-143, 1993.

PARENTE, H.E. **An Integrated Power Solution for Enabling Large-Scale Subsea Processing: A Base Case for Subsea Standalone Variable Speed Drive in Brazil**, In: *Offshore Technology Conference*, Rio de Janeiro, Brasil, 2015.

QIAN, C.; GHEITAGHY, A.M.; FAN, J.; TANG, H.; SUN, B.; YE, H.; ZHANG, G. **Thermal Management on IGBT Power Electronic Devices and Modules**. IEEE Access, v.6, p.12868-12884, 2017.

REICHL, J.; ORTIZ-RODRÍGUEZ, J. M.; HEFNER, A.; LAI, J. **3-D Thermal Component Model for Electrothermal Analysis of Multichip Power Modules with Experimental Validation**. In: IEEE TRANSACTIONS ON POWER ELECTRONICS, v.30, No.6, p. 3300-3308,2015.

ROHSENOW, W.M.; HARTNETT, J.P.; CHO, Y.I. **Handbook of Heat Transfer**. 3 ed. New York: McGraw-Hill, 1998.

SAIDUR, R.; MEKHILEF, S. **Energy use, energy savings and emission analysis in the Malaysian rubber producing industries**. Applied Energy, v.87, p.2746-2758, 2010.

STEWARTSON, K. **On the free convection from a Horizontal Plate**. Kurze Mitteilungen - Brief Reports - Communications brèves, v. 9, p.276-281, 1958.

SUPPLIER. Conjuntos inversores de potência. Disponível na Internet via <http://www.supplier.ind.br/produtos_img/spcim_450-60-20_08012016164232.pdf>.Arquivo capturado em 14 de Junho de 2017.

TEERTSTRA, P.; YOVANOVICH, M.M.; CULHAM, J.R. **Analytical Modeling of Natural Convection in Concentric Spherical Enclosures**. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.20, No.2, p.297-303,2006.

TEERTSTRA, P.M.; YOVANOVICH, M.M.; CULHAM, J.R. **Models and Experiments for Laminar Natural Convection from Heated Bodies in Enclosures**.In: 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference,2004, Proceedings of HT-FED04, Charlotte: ASME,2004.

TEERTSTRA, P.M.; YOVANOVICH, M.M.; CULHAM, J.R. **Conduction Shape Factor Models for Hollow Cylinders with Nonuniform Gap Spacing**. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.23, No.1, p.28-32,2009.

TEERTSTRA, P. M.; YOVANOVICH, M.M.; CULHAM, J. R. **Modeling of Natural Convection in Electronic Enclosures.** Journal of Electronic Packaging, Vol. 128, p.157-165,2006.

UUSIPAUKKA, U. **Pressure compensator.** US Pat. 0226369,22 set.2011.7p.

WARRINGTON, R.O. JR; POWE, R.E. **The transfer of heat by natural convection between bodies and their enclosures.** International Journal of Heat Mass Transfer, Vol.28, No.2, p. 319-330,1985.

YIN, S.; WANG, T.; TSENG, K.J.; ZHAO, J.; XIAOLEI, H. **Electro-Thermal Modeling of SiC Power Devices for Circuit Simulation.** In:IECON 2013 - 39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Vienna, Austria,2013.

YOVANOVICH, M.M; TEERTSTRA, P. **Natural Convection Inside Vertical Isothermal Ducts of Constant Arbitrary Cross Section.** Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.16, No.1, p.116-121,2002.

YOVANOVICH, M.M.; JAFARPUR, K. **Models of Laminar Natural Convection from Vertical and Horizontal Isothermal Cuboids for All Prandtl Numbers and All Rayleigh numbers below 10^{11} .** In: Proceedings of The 114th ASME Winter Annual Meeting, 1993.

YOVANOVICH, M.M. **Dimensionless Shape Factors and Diffusion lengths of three-dimensional bodies.**In: ASME/JSME Thermal Engineering Conference: Volume 1, v.1, p.103-114, 1995.

APÊNDICE A – CALIBRAÇÃO E REPETIBILIDADE

Neste Apêndice, será apresentado o procedimento utilizado para a calibração, bem como a curva de calibração para cada um dos sensores de temperatura e transdutores utilizados. Todos os dados técnicos dos equipamentos utilizados na bancada experimental são apresentados ao longo do texto.

Posteriormente serão mostrados os dados do teste de repetibilidade da bancada experimental, conduzidos em dias diferentes, por pessoas diferentes, para as potências dissipadas no conjunto de: 66,140 e 200W. Foram efetuados dois testes de repetibilidade, e os resultados comparados com os valores já obtidos com os do teste da bancada experimental, através do cálculo do desvio padrão das temperaturas obtidas.

A.1. CALIBRAÇÃO DO MEDIDOR DE VAZÃO

O medidor de vazão (fluxímetro), da marca Sponsler®, modelo MF80-CB-PH-A-4X-V, juntamente com o indicador digital de fluxo modelo IT400, também da marca Sponsler®, foram instalados em uma bancada de calibração desenvolvida no laboratório para a calibração destes instrumentos.

Os componentes da bancada incluem uma balança de precisão digital, um banho termostático para controlar a temperatura e promover a circulação de água, um inversor de frequência, um recipiente vazio de peso conhecido, uma fonte de corrente contínua para alimentação do indicador do fluxímetro e controles independentes para partida/parada do sistema e regulagem da vazão através do controle de um inversor de frequência, como mostram as Figuras A.1 a A.4 .



Figura A.1- Controles da bancada para partida/parada do circuito de água, controle de vazão e temperatura.



Figura A.2- Recipiente de poliacetal e acrílico e balança de precisão utilizados na calibração do fluxímetro.

O fluxímetro foi montado e instalado na bancada, com uma alimentação de 24V, fornecida por uma fonte de corrente contínua da marca Minipa, modelo MPL-1303.



Figura A.3- Fonte de corrente contínua utilizada para a calibração do fluxímetro.



Figura A.4- Fluxímetro instalado na bancada de calibração.

Devido ao mal funcionamento das saídas de 4-20 mA e de pulso do fluxímetro, a calibração do mesmo consistiu em uma calibração de seu visor. Esse procedimento foi feito através da inserção de curvas de um fator k (criado pelo fabricante) pela frequência. Este fator é calculado e depende do volume de água que passa pelo fluxímetro, de acordo com a seguinte relação:

$$k = \frac{f}{V} \quad (\text{A.1})$$

Em que f é a frequência da *pick-up coil* do fluxímetro, mostrada no visor e V é o volume de água que passou pelo fluxímetro, em galões.

O fluxímetro foi calibrado para as vazões de :10,20,30,40,50 e 60 kg/h, com 5 medidas para cada valor de vazão, seguindo o seguinte procedimento:

1. Alimentar o fluxímetro, ajustando a tensão na fonte para 24V.
2. Tarar a balança e dar partida no circuito de água.
3. Ajustar a vazão controlando a rotação do motor através da interface do inversor de frequência.
4. Abrir a válvula solenoide, permitindo a entrada de água no recipiente de medição e ligar o cronômetro.
5. Anotar a frequência da *pick-up coil* mostrada pelo visor do indicador.
6. Ao final de 60 segundos, interromper o fluxo de água, anotar o valor indicado pela balança, em g e drenar todo o conteúdo do recipiente de medição.
7. Repetir os passos de 2 a 5, 5 vezes para cada valor de vazão da faixa analisada, calculando a vazão para cada uma das medidas, dividindo o peso obtido pelo intervalo de tempo transcorrido.

Os valores calculados de vazão foram usados para calcular os fatores k pertinentes a cada valor de vazão do teste. De posse dos fatores k e das frequências da *pick-up coil*, esses valores foram inseridos no indicador do fluxímetro para ajustar o valor mostrado pelo visor.

A.2. CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE POTÊNCIA

Para a calibração dos transdutores, utilizou-se um circuito elétrico desenvolvido unicamente para esse fim. Os seus componentes são : um wattímetro digital Yokogawa®, modelo WT500, dois resistores aletados de 96 Ohms, fiação de cobre de 1,5 mm² de área de seção transversal, dois coolers a ar alimentados com tensão da rede de 220V(com a finalidade de resfriar os resistores aletados) e finalmente um Varivolt da STP com indicador digital para leitura da tensão e regulagem analógica. Os dados do wattímetro são apresentados na tabela abaixo:

Tabela A.1- Dados do Wattímetro Yokogawa WT500.

Modelo	Yokogawa WT500
Precisão na potência(50/60Hz)	0,1% da leitura + 0,1% da faixa
Precisão na tensão(50/60Hz)	0,1% da leitura + 0,1% da faixa
Precisão na corrente(50/60Hz)	0,1% da leitura + 0,1% da faixa
Número de dispositivos para aferição	3
Faixa de medição de tensão	15 a 1000V
Faixa de medição de corrente	500mA a 40A

Um diagrama elétrico representativo do circuito é apresentado na Figura A.5.

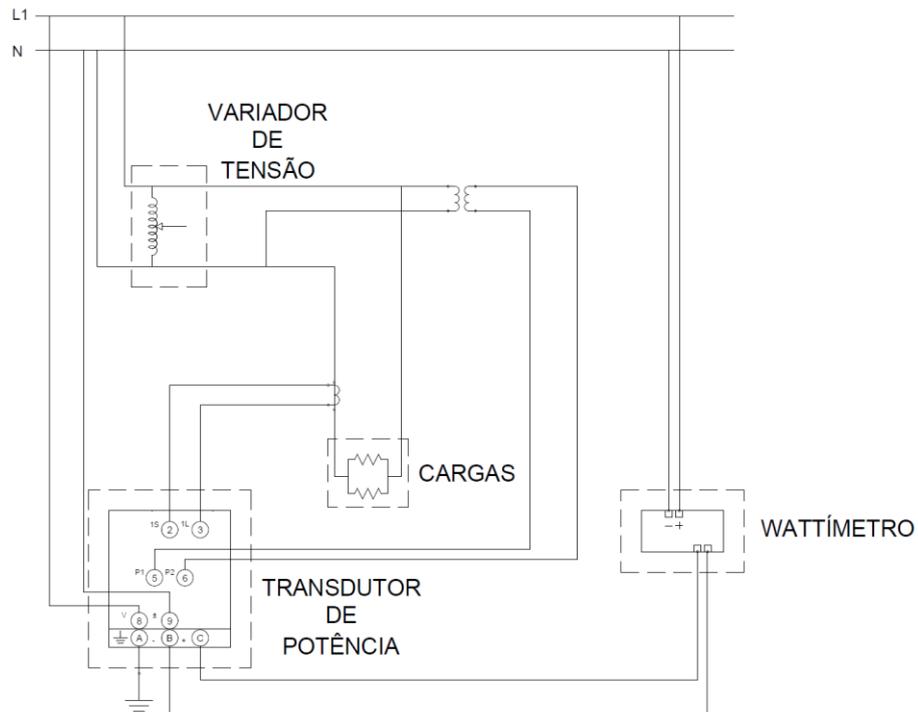


Figura A.5- Diagrama elétrico da primeira calibração dos transdutores.



Figura A.6- Wattímetro digital Yokogawa® utilizado na calibração dos transdutores.



Figura A.7- Circuito de calibração montado para os transdutores.

O wattímetro digital ficou encarregado de medir a tensão entregue pelo Varivolt e pelo transdutor (lembrando que a calibração foi feita em um transdutor por vez) e a potência dissipada na carga. A potência

dissipada na carga será utilizada juntamente com a tensão de saída do transdutor para construir as curvas de calibração.

As potências utilizadas para a calibração foram de 40,80,120,160 e 200 W. Resumidamente, o procedimento para a calibração é a seguinte:

1. Ligar as ventoinhas da carga, wattímetro e os transdutores. Conectar o pendrive ao Wattímetro para salvar os dados de calibração.
2. Ajustar a tensão no Varivolt até que a potência dissipada indicada pelo wattímetro atinja o valor desejado.
3. Gravar no wattímetro, por 3 minutos, os dados de tensão de saída e potência dissipada pela carga
4. Repetir os passos 2 e 3 para todos os valores de potência dissipada.
5. Ao final da gravação de todos os pontos, desligar o wattímetro, o varivolt e os transdutores e remover o pendrive.

Durante os testes da bancada, o transdutor 2 perdeu a calibração e teve que ser trocado, e o novo transdutor recalibrado. A bancada de calibração utilizada para esse novo transdutor foi diferente da utilizada anteriormente. São os componentes: um wattímetro digital Yokogawa®, modelo WT333E, dois resistores aletados de 97 Ohms, uma fonte de corrente contínua Yokogawa®, modelo GS200, um sistema de aquisição Agilent®, modelo 34972A e uma resistência variável, possibilitando o ajuste da tensão do circuito. Um diagrama elétrico do circuito é apresentado na Figura A.8:

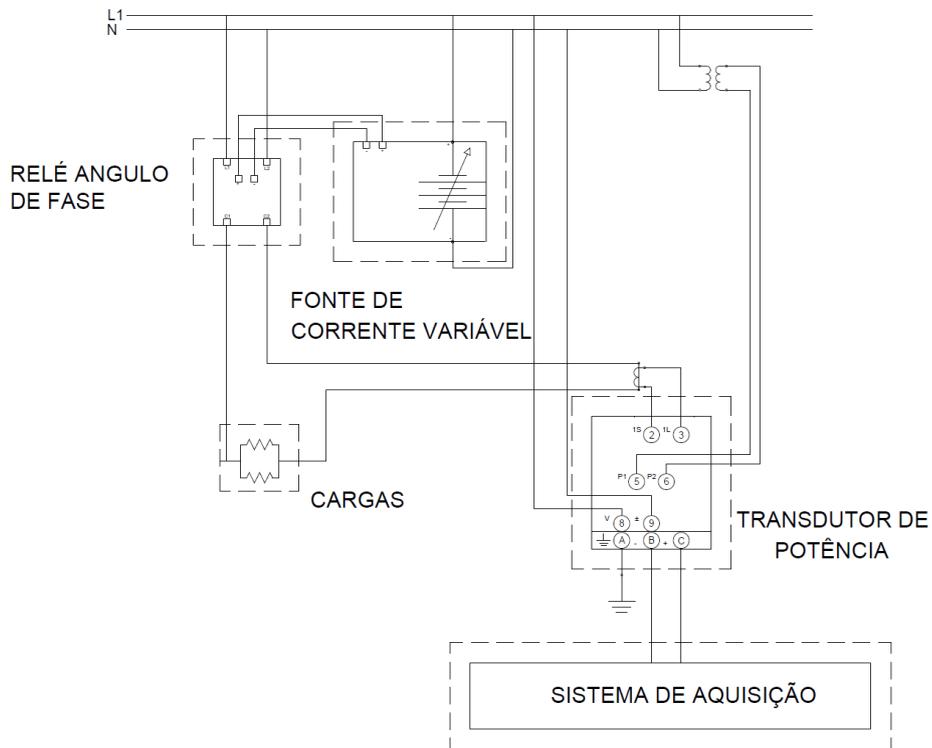


Figura A.8- Diagrama elétrico da segunda calibração dos transdutores.

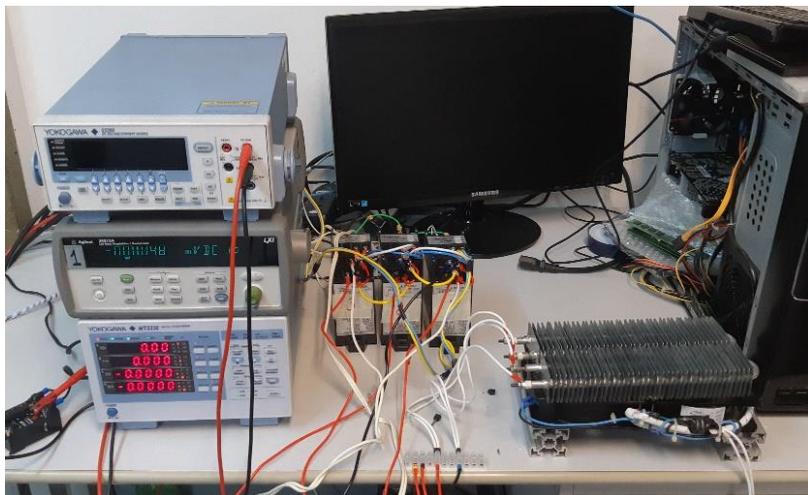


Figura A.9 - Circuito elétrico utilizado para a calibração do transdutor número dois.

Os dados técnicos do wattímetro utilizado são apresentados na Tabela A.2:

Tabela A.2- Dados técnicos do Wattímetro Yokogawa WT333.

Modelo	Yokogawa WT333
Precisão na potência(50/60Hz)	0,1% da leitura + 0,1% da faixa
Precisão na tensão(50/60Hz)	0,1% da leitura + 0,1% da faixa
Precisão na corrente(50/60Hz)	0,1% da leitura + 0,1% da faixa
Número de dispositivos para aferição	1
Faixa de medição de tensão	15 a 600V
Faixa de medição de corrente	500mA a 20A

O procedimento para a medição é similar à calibração efetuada anteriormente para o conjunto de transdutores, com a diferença de que agora existe um equipamento em separado para medir a tensão, no caso o sistema de aquisição, e outro para medir a potência, o wattímetro digital. No lugar do Varivolt foi introduzida uma fonte de corrente contínua. Além disso, as medidas de potência dissipada e tensão de saída do transdutor serão anotadas manualmente para cada valor de potência

dissipada da faixa de calibração. A faixa utilizada e os pontos de potência dissipada para calibração são os mesmos da calibração anterior. Logo, o procedimento adotado para a calibração é a seguinte:

1. Ligar as ventoinhas da carga, wattímetro, a fonte de corrente contínua, o sistema de aquisição e os transdutores.
2. Ajustar a resistência variável até que a potência dissipada indicada pelo wattímetro atinja o valor desejado.
3. Anotar, por 3 minutos, os dados de tensão de saída do transdutor e potência dissipada pela carga.
4. Repetir os passos 2 e 3 para todos os valores de potência dissipada.
5. Ao final do registro de todos os pontos, desligar os equipamentos.

A seguir, na Tabela A.3 são apresentadas as curvas de calibração para todos os transdutores utilizados na bancada experimental.

Tabela A.3- Curvas de calibração para os transdutores de potência.

Curvas de calibração- Faixa- 0 a 200 W			
Transdutor	Formato: $P = A + BV$		
	A	B	R²
1	0,37	39,4	1
2	0,55	39,7	1
3	0,29	39,8	1

A.3. CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES E RTDS

A calibração dos Termopares e RTDs foi efetuada através do uso de uma sonda de temperatura de precisão, da marca Testo®, modelo Testo 735, e um banho termostático de boa precisão e estabilização de temperatura, da marca Thermo Scientific®, modelo G50, e um suporte desenvolvido em poliacetal para posicionar a sonda e os sensores a serem calibrados. Os dados técnicos do banho e da sonda de precisão são apresentados abaixo:



Figura A.10- Banho termostático Thermo Scientific® G50 utilizado para calibração.

Tabela A.4-Dados técnicos do Banho Termostático Thermo Scientific® G50.

Faixa de temperatura de trabalho (°C)	-50 a 200
Capacidade de refrigeração	1000W a 20°C
Volume máximo do banho (L)	12
Modelo de circulador de imersão aquecido	AC200
Faixa de temperatura de trabalho (°C)	Ambiente: 13 a 200
Estabilidade da temperatura (°C)	+/- 0,01
Pressão máxima de descarga(psi)	6,89
Pressão máxima de sucção(psi)	4,85
Vazão máxima(l/min)	20

Tabela A.5 - Dados técnicos do instrumento de medição Testo® 735 e sonda PT100.

Tipo de sonda	PT100
Faixa de medição(°C)	-80 a 300
Exatidão	+/- 0,05 °C (0 a 100°C)
Resolução (°C)	0,001
Temp. de operação do instr. de medição	-20 a +50°C



Figura A.11- Instrumento de medição Testo® 735-1 utilizado para a calibração.



Figura A.12- Sonda de alta precisão PT100 de imersão.

A faixa de calibração selecionada foi de 10 a 90°C, com um espaçamento de 10°C entre os pontos, totalizando 9 pontos de calibração para todos os 16 RTDs e 29 Termopares. Os sensores foram calibrados sendo posicionados em um suporte de poliacetal, o qual garante que cada um dos 8 sensores colocados está equidistante radialmente da sonda de precisão, inserida no centro do círculo. A distância escolhida para posicionamento dos sensores foi a menor possível, de maneira que os sensores não interferissem na medição um do outro.

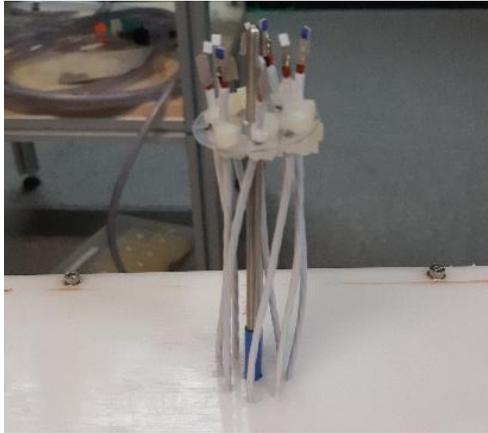


Figura A.13- Suporte de poliacetal com RTDs e a sonda de precisão posicionados para a calibração.

A ficha técnica dos termopares e dos RTDs utilizados são mostradas abaixo:

Tabela A.6- Dados técnicos do RTD SAI-RTD-4W-80, da marca Omega®.

Faixa de medição (°C)	-73 a 260
Elemento sensor	100 Ohms a 0°C
Acurácia	+/- 0.15°C a 20 °C
Estabilidade	Desvio inferior a 0.2°C/ano



Figura A.14 - RTD utilizado na bancada experimental.

Tabela A.7- Ficha técnica dos termopares Tipo T utilizados.

Faixa de medição (°C)	-200 a 350
Limite de erro	0,5 °C



Figura A.15- Termopar Tipo T, Cobre-Constantan.

Os RTDs e a sonda foram introduzidos em um béquer de vidro de espessura considerável, e esse conjunto foi inserido no reservatório de água do banho. A escolha do béquer foi para isolar os sensores da influência de correntes de circulação do reservatório, o que poderia perturbar significativamente as leituras e conseqüentemente a qualidade da calibração.



Figura A.16- Béquero de vidro utilizado na calibração.

Em seguida, o béquer, juntamente com o suporte e os sensores, foi introduzido no reservatório do banho. A sonda de precisão foi fixada com uma garra metálica para garantir o seu posicionamento e o topo do suporte de poliacetal foi isolado com manta de borracha elastômera isolante, para isolar a parte superior do reservatório do banho, reduzindo as perturbações térmicas no reservatório do banho.



Figura A.17- Banho termostático com os RTDs e a sonda posicionados para calibração.

Uma vez que todos os componentes estão devidamente posicionados, o próximo passo na calibração foi de estabilizar o banho em uma determinada temperatura antes de iniciar a gravação. Os sinais dos sensores são recebidos pelo sistema de aquisição e enviados para LabView®, onde as temperaturas são exibidas, e depois de 3 minutos de início da aquisição de dados, a aquisição é interrompida e os dados gravados em uma planilha do Excel. Esse processo é repetido para cada valor de temperatura definido na faixa de calibração. Após varrer toda a faixa de calibração, os 8 sensores são trocados e todo o processo se repete até que tenham sido utilizados todos os RTDs e Termopares da bancada experimental. De maneira resumida, o processo de calibração dos RTDs e Termopares é o seguinte:

1. O banho e o sistema de aquisição são ligados. Os termopares a serem calibrados são identificados na tela do LabView®.

2. A temperatura em que será feita a aquisição de dados é setada na interface do banho. O programa do LabView® é iniciado e tem início o monitoramento das temperaturas.
3. Quando a temperatura dos sensores e da sonda, mostrada pelo instrumento de medição, estabilizarem, é dado início à gravação de dados.
4. Ao final de 3 minutos, a gravação é interrompida e o arquivo em Excel gerado é salvo.
5. Os passos de 2 a 4 são repetidos para cada valor da faixa de temperatura de calibração. Ao final da faixa, os sensores são trocados e o processo se reinicia.

A seguir serão apresentadas as curvas de calibração para todos os termopares, RTDs e transdutores de potência utilizados na bancada experimental, nas tabelas A.8 a A.10. A calibração foi feita utilizando-se uma sonda de referência e uma faixa de 0 a 80°C, como citado anteriormente no trabalho. Devido à instabilidade no controle da temperatura do banho termostático, foi impossível trabalhar com temperaturas mais elevadas, da ordem de 100°C, por exemplo.

Tabela A.8- Curvas de calibração para os transdutores localizados nos dissipadores.

Curvas de calibração- Faixa- 0 a 80°C				
Região	Ponto	Formato: $T = A + BX$		
		A	B	R²
Dissipador 1	$T_{i,m}$	-0,76	1,00	1,00
	$T_{i,s,e}$	-0,35	1,00	1,00
	$T_{i,s,d}$	-0,48	1,00	1,00
	$T_{i,i,e}$	-0,77	1,00	1,00
	$T_{i,i,d}$	-0,84	1,00	1,00
Dissipador 2	$T_{i,m}$	-0,41	1,00	1,00
	$T_{i,s,e}$	-0,94	1,00	1,00
	$T_{i,s,d}$	-0,64	1,00	1,00
	$T_{i,i,e}$	-0,59	1,00	1,00
	$T_{i,i,d}$	-1,11	1,00	1,00
Dissipador 3	$T_{i,m}$	-0,51	1,00	1,00
	$T_{i,s,e}$	-0,45	1,00	1,00
	$T_{i,s,d}$	-0,52	1,00	1,00
	$T_{i,i,e}$	-0,90	1,00	1,00
	$T_{i,i,d}$	-0,62	1,00	1,00
Dissipador 4	$T_{i,m}$	-0,50	1,00	1,00
	$T_{i,s,e}$	-0,60	1,00	1,00
	$T_{i,s,d}$	-0,51	1,00	1,00
	$T_{i,i,e}$	-0,43	1,00	1,00
	$T_{i,i,d}$	-0,27	1,00	1,00

Tabela A.9- Curvas de calibração para os transdutores posicionados nas paredes e nas placas.

Curvas de calibração- Faixa- 0 a 80°C					
Região	Ponto	Formato: $T = A + BX$			
		A	B	R²	
Interna	T_{L,f,i_1}	-1,14	1,00	1,00	
	T_{L,f,i_2}	-0,42	1,00	1,00	
	T_{L,t,i_1}	-0,76	1,00	1,00	
	T_{L,t,i_2}	-0,46	1,00	1,00	
	$T_{S,c,i}$	-0,56	1,00	1,00	
	$T_{I,c,i}$	-0,25	1,00	1,00	
Externa	T_{L,f,e_1}	-0,50	1,00	1,00	
	$T_{S,c,e}$	-0,45	1,00	1,00	
	$T_{I,c,e}$	-0,47	1,00	1,00	
	T_{L,f,e_2}	-0,26	1,00	1,00	
	T_{L,t,e_1}	-0,25	1,00	1,00	
	T_{L,t,e_2}	-1,14	1,00	1,00	
Placa de circuito	1	$T_{i,p}$	-0,99	1,00	1,00
	2	$T_{i,p}$	-0,31	1,00	1,00
	3	$T_{i,p}$	-0,28	1,00	1,00
	4	$T_{i,p}$	-0,25	1,00	1,00

Tabela A.10- Curvas de calibração para os transdutores posicionados nos fluidos.

Curvas de calibração- Faixa- 0 a 80°C				
Região	Ponto	Formato: $T = A + BX$		
		A	B	R ²
Midel 7131	T_{f,f_1}	-0,95	1,00	1,00
	T_{f,f_2}	-0,78	1,00	1,00
	T_{f,t_1}	-0,77	1,00	1,00
	T_{f,t_2}	-0,89	1,00	1,00
Água	T_{a,f_1}	-0,71	1,00	1,00
	T_{a,f_2}	-0,62	1,00	1,00
	$T_{a,s}$	-0,72	1,00	1,00
	$T_{a,i}$	-0,98	1,00	1,00
	$T_{a,t}$	-0,63	1,00	1,00

Observando os dados, percebe-se que a calibração consistiu em corrigir o erro sistemático dos transdutores, uma vez que a equação utilizada para a calibração simplesmente subtrai o coeficiente linear da reta do valor da sonda de referência, aqui representado pelo coeficiente A. A regressão foi excelente para todos os pontos, uma vez que $R^2=1$ para todas as curvas de calibração.

A seguir serão apresentados os desvios-padrões para o teste de repetibilidade para todos os transdutores de temperatura, divididos por temperatura ambiente utilizada no teste.

Tabela A.11- Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 10°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=10^{\circ}\text{C}$				
Região	Ponto	Potência dissipada(W)		
		66	140	200
Dissipador 1	$T_{i,m}$	0,30	0,23	0,30
	$T_{i,s,e}$	0,27	0,20	0,26
	$T_{i,s,d}$	0,30	0,20	0,26
	$T_{i,i,e}$	0,28	0,20	0,27
	$T_{i,i,d}$	0,27	0,19	0,22
Dissipador 2	$T_{i,m}$	0,44	0,83	0,22
	$T_{i,s,e}$	0,28	0,25	0,46
	$T_{i,s,d}$	0,28	0,21	0,27
	$T_{i,i,e}$	0,28	0,18	0,25
	$T_{i,i,d}$	0,28	0,17	0,23
Dissipador 3	$T_{i,m}$	0,29	0,20	0,26
	$T_{i,s,e}$	0,29	0,25	0,31
	$T_{i,s,d}$	0,28	0,21	0,27
	$T_{i,i,e}$	0,28	0,17	0,20
	$T_{i,i,d}$	0,28	0,20	0,27
Dissipador 4	$T_{i,m}$	0,28	0,22	0,28
	$T_{i,s,e}$	0,29	0,25	0,32
	$T_{i,s,d}$	0,28	0,20	0,26
	$T_{i,i,e}$	0,29	0,18	0,23
	$T_{i,i,d}$	0,28	0,22	0,31

Tabela A.12- Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 15°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=15^{\circ}\text{C}$				
Região	Ponto	Potência dissipada(W)		
		66	140	200
Dissipador 1	$T_{i,m}$	0,30	0,22	0,49
	$T_{i,s,e}$	0,29	0,20	0,40
	$T_{i,s,d}$	0,31	0,20	0,44
	$T_{i,i,e}$	0,30	0,21	0,44
	$T_{i,i,d}$	0,25	0,13	0,29
Dissipador 2	$T_{i,m}$	0,28	0,32	0,33
	$T_{i,s,e}$	0,31	0,25	0,67
	$T_{i,s,d}$	0,30	0,20	0,44
	$T_{i,i,e}$	0,30	0,21	0,38
	$T_{i,i,d}$	0,28	0,20	0,36
Dissipador 3	$T_{i,m}$	0,28	0,21	0,42
	$T_{i,s,e}$	0,30	0,22	0,51
	$T_{i,s,d}$	0,28	0,21	0,41
	$T_{i,i,e}$	0,27	0,20	0,36
	$T_{i,i,d}$	0,27	0,21	0,41
Dissipador 4	$T_{i,m}$	0,28	0,18	0,49
	$T_{i,s,e}$	0,30	0,21	0,53
	$T_{i,s,d}$	0,27	0,19	0,40
	$T_{i,i,e}$	0,26	0,21	0,38
	$T_{i,i,d}$	0,29	0,23	0,48

Tabela A.13- Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 20°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$				
Região	Ponto	Potência dissipada(W)		
		66	140	200
Dissipador 1	$T_{i,m}$	0,11	0,44	0,40
	$T_{i,s,e}$	0,15	0,39	0,38
	$T_{i,s,d}$	0,13	0,36	0,40
	$T_{i,i,e}$	0,12	0,54	0,40
	$T_{i,i,d}$	0,18	0,31	0,36
Dissipador 2	$T_{i,m}$	0,13	0,44	0,47
	$T_{i,s,e}$	0,11	0,56	0,50
	$T_{i,s,d}$	0,14	0,37	0,40
	$T_{i,i,e}$	0,14	0,38	0,36
	$T_{i,i,d}$	0,16	0,36	0,35
Dissipador 3	$T_{i,m}$	0,15	0,32	0,37
	$T_{i,s,e}$	0,13	0,56	0,43
	$T_{i,s,d}$	0,17	0,35	0,36
	$T_{i,i,e}$	0,16	0,28	0,36
	$T_{i,i,d}$	0,15	0,33	0,37
Dissipador 4	$T_{i,m}$	0,15	0,27	0,46
	$T_{i,s,e}$	0,12	0,50	0,42
	$T_{i,s,d}$	0,17	0,30	0,37
	$T_{i,i,e}$	0,16	0,32	0,33
	$T_{i,i,d}$	0,14	0,50	0,42

Tabela A.14- Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 25°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$				
Região	Ponto	Potência dissipada(W)		
		66	140	200
Dissipador 1	$T_{i,m}$	0,29	0,51	0,63
	$T_{i,s,e}$	0,28	0,49	0,55
	$T_{i,s,d}$	0,28	0,50	0,56
	$T_{i,i,e}$	0,27	0,49	0,59
	$T_{i,i,d}$	0,28	0,45	0,41
Dissipador 2	$T_{i,m}$	0,26	0,48	0,52
	$T_{i,s,e}$	0,30	0,55	0,76
	$T_{i,s,d}$	0,29	0,50	0,57
	$T_{i,i,e}$	0,27	0,46	0,56
	$T_{i,i,d}$	0,26	0,45	0,54
Dissipador 3	$T_{i,m}$	0,28	0,48	0,56
	$T_{i,s,e}$	0,29	0,52	0,58
	$T_{i,s,d}$	0,29	0,48	0,54
	$T_{i,i,e}$	0,26	0,47	0,52
	$T_{i,i,d}$	0,26	0,46	0,54
Dissipador 4	$T_{i,m}$	0,27	0,47	0,56
	$T_{i,s,e}$	0,30	0,51	0,62
	$T_{i,s,d}$	0,28	0,48	0,52
	$T_{i,i,e}$	0,28	0,45	0,52
	$T_{i,i,d}$	0,26	0,47	0,57

Tabela A.15-Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nas paredes e placas, para uma temperatura ambiente de 10°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade -					
$T_{amb}=10^{\circ}\text{C}$					
Região	Ponto	Potência dissipada(W)			
		66	140	200	
Interna do invólucro	T_{L,f,i_1}	0,53	0,61	0,54	
	T_{L,f,i_2}	0,27	0,16	0,09	
	T_{L,t,i_1}	0,37	0,39	0,28	
	T_{L,t,i_2}	0,48	0,74	0,56	
	$T_{S,c,i}$	1,25	1,12	1,09	
	$T_{I,c,i}$	0,12	0,12	0,11	
Externa do invólucro	T_{L,f,e_1}	0,47	0,46	0,54	
	$T_{S,c,e}$	0,51	0,33	0,73	
	$T_{I,c,e}$	0,02	0,07	0,06	
	T_{L,f,e_2}	0,18	0,12	0,12	
	T_{L,t,e_1}	0,31	0,11	0,08	
	T_{L,t,e_2}	0,30	0,13	0,15	
Placa de circuito	1	$T_{i,p}$	0,31	0,16	0,29
	2	$T_{i,p}$	0,31	0,16	0,29
	3	$T_{i,p}$	0,30	0,16	0,27
	4	$T_{i,p}$	0,30	0,16	0,29

Tabela A.16-Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nas paredes e placas, para uma temperatura ambiente de 15°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=15^{\circ}\text{C}$					
Região	Ponto	Potência dissipada(W)			
		66	140	200	
Interna do invólucro	T_{L,f,i_1}	0,33	0,32	0,72	
	T_{L,f,i_2}	0,17	0,10	0,27	
	T_{L,t,i_1}	0,19	0,27	0,20	
	T_{L,t,i_2}	0,31	0,59	0,46	
	$T_{S,c,i}$	1,14	1,21	1,09	
	$T_{I,c,i}$	0,04	0,09	0,19	
Externa do invólucro	T_{L,f,e_1}	0,18	0,36	0,39	
	$T_{S,c,e}$	0,31	0,49	3,05	
	$T_{I,c,e}$	0,03	0,07	0,07	
	T_{L,f,e_2}	0,06	0,28	0,15	
	T_{L,t,e_1}	0,11	0,22	0,23	
	T_{L,t,e_2}	0,07	0,34	0,30	
Placa de circuito	1	$T_{i,p}$	0,32	0,27	0,39
	2	$T_{i,p}$	0,32	0,28	0,39
	3	$T_{i,p}$	0,32	0,27	0,38
	4	$T_{i,p}$	0,32	0,27	0,39

Tabela A.17-Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nas paredes e placas, para uma temperatura ambiente de 20°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$					
Região	Ponto	Potência dissipada(W)			
		66	140	200	
Interna do invólucro	T_{L,f,i_1}	0,31	0,32	0,43	
	T_{L,f,i_2}	0,22	0,21	0,21	
	T_{L,t,i_1}	0,39	0,15	0,08	
	T_{L,t,i_2}	0,65	0,12	0,34	
	$T_{S,c,i}$	0,58	1,97	1,69	
	$T_{I,c,i}$	0,04	0,12	0,12	
Externa do invólucro	T_{L,f,e_1}	0,19	0,43	0,25	
	$T_{S,c,e}$	0,98	1,63	2,54	
	$T_{I,c,e}$	0,03	0,05	0,05	
	T_{L,f,e_2}	0,06	0,11	0,13	
	T_{L,t,e_1}	0,13	0,97	0,12	
	T_{L,t,e_2}	0,05	0,67	0,11	
Placa de circuito	1	$T_{i,p}$	0,19	0,40	0,28
	2	$T_{i,p}$	0,18	0,39	0,29
	3	$T_{i,p}$	0,18	0,39	0,28
	4	$T_{i,p}$	0,18	0,38	0,29

Tabela A.18-Desvio padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nas paredes e placas, para uma temperatura ambiente de 25°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade -					
$T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$					
Região	Ponto	Potência dissipada(W)			
		66	140	200	
Interna do invólucro	T_{L,f,i_1}	0,37	0,55	0,55	
	T_{L,f,i_2}	0,19	0,35	0,43	
	T_{L,t,i_1}	0,38	0,25	0,76	
	T_{L,t,i_2}	0,46	0,49	0,52	
	$T_{S,c,i}$	1,06	1,69	2,06	
	$T_{I,c,i}$	0,03	0,05	0,18	
Externa do invólucro	T_{L,f,e_1}	0,22	0,29	0,61	
	$T_{S,c,e}$	1,20	2,28	3,31	
	$T_{I,c,e}$	0,03	0,04	0,03	
	T_{L,f,e_2}	0,03	0,06	0,21	
	T_{L,t,e_1}	0,07	0,21	0,32	
	T_{L,t,e_2}	0,02	0,11	0,16	
Placa de circuito	1	$T_{i,p}$	0,32	0,51	0,58
	2	$T_{i,p}$	0,34	0,51	0,58
	3	$T_{i,p}$	0,33	0,50	0,57
	4	$T_{i,p}$	0,32	0,51	0,58

Tabela A.19- Desvio Padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos fluidos, para uma temperatura ambiente de 10°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=10^{\circ}\text{C}$				
Região	Ponto	Potência dissipada(W)		
		66	140	200
Midel 7131	T_{f,f_1}	0,30	0,16	0,28
	T_{f,f_2}	0,32	0,17	0,29
	T_{f,t_1}	0,32	0,17	0,29
	T_{f,t_2}	0,31	0,16	0,29
Água	T_{a,f_1}	0,23	0,09	0,13
	T_{a,f_2}	0,24	0,05	0,11
	$T_{a,s}$	0,35	0,01	0,10
	$T_{a,i}$	0,01	0,04	0,03
	$T_{a,t}$	0,18	0,11	0,13

Tabela A.20- Desvio Padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos fluidos, para uma temperatura ambiente de 15°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=15^{\circ}\text{C}$				
Região	Ponto	Potência dissipada(W)		
		66	140	200
Midel 7131	T_{f,f_1}	0,31	0,29	0,38
	T_{f,f_2}	0,32	0,28	0,38
	T_{f,t_1}	0,33	0,29	0,39
	T_{f,t_2}	0,32	0,28	0,38
Água	T_{a,f_1}	0,08	0,35	0,14
	T_{a,f_2}	0,07	0,37	0,14
	$T_{a,s}$	0,14	0,26	0,21
	$T_{a,i}$	0,02	0,05	0,02
	$T_{a,t}$	0,06	0,26	0,17

Tabela A.21- Desvio Padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos fluidos, para uma temperatura ambiente de 20°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$				
Região	Ponto	Potência dissipada(W)		
		66	140	200
Midel 7131	T_{f,f_1}	0,19	0,43	0,27
	T_{f,f_2}	0,20	0,37	0,28
	T_{f,t_1}	0,19	0,40	0,28
	T_{f,t_2}	0,20	0,38	0,28
Água	T_{a,f_1}	0,05	0,40	0,13
	T_{a,f_2}	0,05	0,36	0,10
	$T_{a,s}$	0,12	1,43	0,18
	$T_{a,i}$	0,03	0,05	0,04
	$T_{a,t}$	0,05	0,44	0,11

Tabela A.22- Desvio Padrão para o teste de repetibilidade nos transdutores localizados nos fluidos, para uma temperatura ambiente de 25°C.

Desvio padrão do teste de repetibilidade - $T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$				
Região	Ponto	Potência dissipada(W)		
		66	140	200
Midel 7131	T_{f,f_1}	0,31	0,52	0,59
	T_{f,f_2}	0,32	0,53	0,57
	T_{f,t_1}	0,32	0,53	0,59
	T_{f,t_2}	0,32	0,52	0,59
Água	T_{a,f_1}	0,01	0,05	0,24
	T_{a,f_2}	0,03	0,04	0,25
	$T_{a,s}$	0,14	0,24	0,64
	$T_{a,i}$	0,01	0,05	0,04
	$T_{a,t}$	0,01	0,05	0,22

Observando os desvios padrões, conclui-se que a bancada experimental é capaz de reproduzir os resultados obtidos para o teste

experimental, quando impostas as mesmas condições de teste. A maioria dos pontos manteve-se abaixo de um desvio padrão de 1°C, excetuando os pontos $T_{S,c,e}$ e $T_{a,s}$, localizados na parte externa superior do invólucro. Tal comportamento deve-se à dificuldade em homogeneizar a temperatura da sala com o ar condicionado, o que pode implicar em temperaturas um pouco mais elevadas na parte superior do tanque, levando a temperaturas de superfície da água também mais altas, impactando na leitura dos pontos em questão.

APÊNDICE B – PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

As propriedades térmicas de condutividade térmica, viscosidade cinemática, coeficiente de expansividade térmica e difusividade térmica, necessárias para o cálculo dos parâmetros adimensionais de relevância, são calculadas a partir das curvas fornecidas pelo fabricante (MIDEL,2018) em função da temperatura do fluido, T_f , para o óleo MIDEL® 7131, apresentadas a seguir:

$$k(T_f) = -7,00x10^{-7} * T_f^2 - 3,71x10^{-5} * T_f + 0,148 \quad (\text{B.1})$$

$$\beta(T_f) = 4,37x10^{-7} * T_f + 7,44x10^{-4} \quad (\text{B.2})$$

$$\nu(T_f) = 0,0053 * T_f^{-1,48} \quad (\text{B.3})$$

A difusividade térmica do óleo, $\alpha(T)$, foi encontrada a partir dos valores da condutividade térmica, densidade e calor específico:

$$\alpha(T_f) = \frac{k}{\rho c_p} \quad (\text{B.4})$$

Em que ρ e c_p são fornecidas pelas curvas a seguir:

$$\rho(T) = 982,2 - 0,722 * T_f \quad (\text{B.5})$$

$$c_p(T_f) = 1846,3 + 2,55 * T_f \quad (\text{B.6})$$

APÊNDICE C – ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Neste Apêndice será explicitada a metodologia para cálculo das incertezas experimentais dos dados obtidos, bem como a incerteza associada à cada uma das grandezas e parâmetros considerados neste trabalho.

Todas as temperaturas obtidas nos testes experimentais, para todos os pontos de operação são apresentadas, juntamente com as incertezas associadas a cada uma delas. As potências dissipadas em cada conjunto de dissipadores da bancada experimental também são apresentadas acompanhadas das suas incertezas. Finalmente, são apresentados os valores experimentais para todas as propriedades e parâmetros adimensionais calculados, juntamente com as incertezas expandidas associadas, para todos os pontos experimentais.

C.1. DEFINIÇÕES

O valor de uma medição é definido pelo valor da grandeza em questão medida, X , acompanhado da incerteza de medição, $u_c(X)$, (INMETRO, 2003):

$$X = X \pm u_c(X) \quad (\text{C.1})$$

A incerteza de medição tem duas componentes: sistemática e aleatória. A incerteza sistemática, $a(X)$ é inerente ao equipamento de medição, e em alguns casos, é fornecida pelo fabricante. Esse tipo de incerteza é o que é corrigida com a calibração do instrumento de medição.

Já a incerteza aleatória, $s(X)$ depende das fontes de incerteza associadas às variações do mensurado ao longo de um determinado tempo de medição (MOFFAT, 1998; COLEMAN E STEELE, 2009).

A incerteza aleatória é definida como o desvio padrão de N amostras:

$$s(X) = \left[\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{C.2})$$

Em que i se refere a cada uma das amostras e \bar{X} é a média amostral:

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (C.3)$$

Ambas componentes da incerteza de medição, devem ser combinadas, dando origem à incerteza combinada da medição, $u_c(X)$:

$$u_c(X)^2 = a(X)^2 + s(X)^2 \quad (C.4)$$

Essa incerteza, porém, não pode ser utilizada como valor de referência para determinar a precisão ou imprecisão de uma determinada medição. A variável de referência a ser considerada é a incerteza expandida, $U_k(X)$, obtida pela multiplicação da incerteza combinada e do fator de abrangência k , que depende do tipo de distribuição de probabilidade do parâmetro X , da confiabilidade desejada e do número de medições realizadas. No presente trabalho, todos os dados apresentados foram apresentados de acordo com um nível de confiabilidade de 95%, o que leva a um fator de abrangência de 1,96. Portanto, o valor de um parâmetro qualquer X , se torna:

$$X = X \pm u_c(X) * k = X \pm U_k(X) \quad (C.5)$$

Porém, como os parâmetros físicos em questão no presente de trabalho são obtidos a uma taxa de 60Hz após a bancada experimental entrar em regime permanente, o valor mais representativo para tais grandezas é a média aritmética de todos os pontos obtidos pelo sistema de aquisição nesse intervalo de tempo:

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (C.6)$$

Logo, a expressão final que representa o resultado da medição para os valores médios de um determinado parâmetro \bar{X} é apresentada a seguir:

$$\bar{X} = \bar{X} \pm U_k(\bar{X}) \quad (C.7)$$

A incerteza padrão combinada, de um determinado parâmetro calculado, $Y = f(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_N)$, considerando a propagação da incerteza dos mensurandos \bar{X}_i , é dada pela seguinte equação (INMETRO,2003):

$$u_c(Y)^2 = \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 \cdot u^2(X_i) \right] + 2 * \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial Y}{\partial X_i} \frac{\partial Y}{\partial X_j} \cdot u(X_i) \cdot u(X_j) \cdot r(X_i, X_j) \quad (C.8)$$

C.2. INCERTEZA DOS PARÂMETROS MEDIDOS

C.2.1. Parâmetros geométricos

A incerteza dos parâmetros geométricos utilizados no cálculo da área total molhada dos dissipadores, A_i , influencia diretamente na incerteza dos parâmetros adimensionais de relevância, e portanto, devem ser calculados. A equação a seguir define o cálculo da área molhada do conjunto de dissipadores, e a tabela abaixo traz a incerteza de cada um dos parâmetros geométricos envolvidos no cálculo.

$$A_i = 2[(LH + bL)2N_f + (N_f - 1)fH + 2(sH + Wt + tH) + WH] \quad (C.9)$$

Utilizando a equação (C.8), temos:

$$u_c(A_i)^2 = 16N_f^2(b + H)^2u_c^2(L) + (4N_fL + 2fN_f - 2f + 4(s + t) + 2W)^2u_c^2(H) + (4t + 2H)^2u_c^2(W) + (2W + 2H)^2u_c^2(t) + (4LN_f)^2u_c^2(b) + 16H^2u_c^2(s) + (2(N_f - 1)fH)^2u_c^2(f) \quad (C.10)$$

A seguir, é apresentada uma tabela com a incerteza de cada um dos parâmetros geométricos e a incerteza expandida da área molhada. Vale mencionar que a incerteza de cada parâmetro geométrico é a própria incerteza do instrumento de medição utilizado, no caso desse trabalho, o paquímetro, que possui incerteza $u_c = 0,5 \text{ mm}$.

Tabela C.1 - Incertezas dos parâmetros geométricos e da área molhada do conjunto de dissipadores.

Parâmetro	u_c (mm)	U_k (m ²)
L	0,5	-
H	0,5	-
W	0,5	-
b	0,5	-
s	0,5	-
f	0,5	-
t	0,5	-
A_i	-	0,0034

C.2.2. Temperatura

A incerteza dos 16 RTDs e 29 Termopares foi calculada baseando-se nas incertezas obtidas na curva de calibração, do termômetro de referência e da própria medição e combinadas através da seguinte expressão:

$$u_c(T)^2 = a(T)^2 + s(T)^2 = u_{ref}^2(T) + u_{curva}^2(T) + s(T)^2 \quad (C.11)$$

Onde $u_{ref} = 0,05^\circ C$, se refere à incerteza do termômetro de referência.

A temperatura T_i , obtida através de uma rede térmica, pode ter a sua incerteza determinada a partir da temperatura do resistor, através da fórmula:

$$T_s = T_{im} - q''R \quad (C.12)$$

Sendo assim, a incerteza propagada de T_i pode ser encontrada através da aplicação da equação (C.1) na equação anterior:

$$u_c(T_i)^2 = u_c^2(T_{im}) \quad (C.13)$$

Ou seja, ela é equivalente à incerteza da temperatura do resistor. Uma outra temperatura que merece uma atenção especial é a temperatura média ponderada das paredes, utilizadas para calcular o $Ra_{\sqrt{A_i}}$. A partir da equação (3.11), podemos deduzir a expressão para a incerteza propagada de T_o :

$$u_c(T_o)^2 = \frac{A_{le}^2 u_c(T_{oe})^2 + A_I^2 u_c(T_I)^2 + A_S^2 u_c(T_S)^2 + A_{ii}^2 u_c(T_{oi})^2}{A_o^2} \quad (C.14)$$

Por questões de brevidade, serão apresentadas apenas as temperaturas juntamente com as incertezas expandidas das medições de temperatura, referentes a todos os casos testados, nas tabelas a seguir, separadas pela temperatura ambiente utilizada nos testes e regiões de medição.

Tabela C.2 - Temperaturas e incertezas expandidas para os pontos localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 10°C.

Temperatura e incerteza expandida ($T \pm U_k$)- $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$						
Região	Ponto	Potência dissipada(W)				
		66	100	140	166	200
Dissipador 1	$T_{i,m}$	35,6±0,1	45,4±0,1	54,8±0,1	60,6±0,1	67,5±0,1
	$T_{i,s,e}$	36,3±0,1	45,8±0,1	54,7±0,1	60,1±0,1	66,6±0,1
	$T_{i,s,d}$	36,9±0,1	46,5±0,1	55,5±0,1	61,0±0,1	67,6±0,1
	$T_{i,i,e}$	34,3±0,1	43,4±0,1	52,1±0,1	57,5±0,1	63,9±0,1
	$T_{i,i,d}$	33,9±0,1	42,7±0,1	51,2±0,1	56,4±0,1	62,7±0,1
Dissipador 2	$T_{i,m}$	35,7±0,1	45,5±0,1	54,8±0,1	60,6±0,1	67,6±0,1
	$T_{i,s,e}$	36,5±0,1	46,3±0,1	55,5±0,1	61,2±0,1	68,0±0,1
	$T_{i,s,d}$	36,4±0,1	46,0±0,1	54,9±0,1	60,3±0,1	66,9±0,1
	$T_{i,i,e}$	33,3±0,1	41,9±0,1	50,0±0,1	55,0±0,1	60,9±0,1
	$T_{i,i,d}$	33,2±0,1	41,7±0,1	49,7±0,1	54,6±0,1	60,5±0,1
Dissipador 3	$T_{i,m}$	35,2±0,1	44,6±0,2	53,5±0,2	59,0±0,2	65,5±0,2
	$T_{i,s,e}$	37,7±0,1	48,0±0,1	57,7±0,1	63,8±0,1	71,0±0,1
	$T_{i,s,d}$	36,2±0,1	45,7±0,1	54,5±0,1	59,9±0,1	66,3±0,1
	$T_{i,i,e}$	33,4±0,1	42,0±0,1	50,3±0,1	55,3±0,1	61,3±0,1
	$T_{i,i,d}$	34,1±0,1	43,1±0,1	51,7±0,1	57,0±0,1	63,3±0,1
Dissipador 4	$T_{i,m}$	36,6±0,1	46,7±0,1	56,5±0,1	62,6±0,1	70,0±0,1
	$T_{i,s,e}$	37,7±0,1	48,0±0,1	57,7±0,1	63,9±0,1	71,2±0,1
	$T_{i,s,d}$	36,2±0,1	45,7±0,1	54,6±0,1	60,0±0,1	66,5±0,1
	$T_{i,i,e}$	33,3±0,1	41,9±0,1	50,1±0,1	55,1±0,1	61,1±0,1
	$T_{i,i,d}$	34,4±0,1	43,4±0,1	52,1±0,1	57,5±0,1	64,0±0,1

Tabela C.3 - Temperaturas e incertezas expandidas para os pontos localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 15°C.

Temperatura e incerteza expandida ($T \pm U_k$)- $T_{amb} = 15^\circ\text{C}$						
Região	Ponto	Potência dissipada(W)				
		66	100	140	166	200
Dissipador 1	$T_{i,m}$	39,7±0,1	48,4±0,1	57,8±0,1	63,5±0,1	71,3±0,1
	$T_{i,s,e}$	40,4±0,1	48,7±0,1	57,6±0,1	63,0±0,1	70,3±0,1
	$T_{i,s,d}$	41,0±0,1	49,4±0,1	58,4±0,1	63,9±0,1	71,3±0,1
	$T_{i,i,e}$	38,6±0,1	46,5±0,1	55,3±0,1	60,6±0,1	67,8±0,1
	$T_{i,i,d}$	38,1±0,1	45,9±0,1	54,4±0,1	59,6±0,1	66,6±0,1
Dissipador 2	$T_{i,m}$	39,8±0,1	48,5±0,1	57,9±0,1	63,6±0,1	71,3±0,1
	$T_{i,s,e}$	40,6±0,1	49,2±0,1	58,4±0,1	64,1±0,1	71,7±0,1
	$T_{i,s,d}$	40,5±0,1	48,9±0,1	57,8±0,1	63,3±0,1	70,7±0,1
	$T_{i,i,e}$	37,6±0,1	45,0±0,1	53,2±0,1	58,1±0,1	64,8±0,1
	$T_{i,i,d}$	37,4±0,1	44,8±0,1	52,9±0,1	57,7±0,1	64,3±0,1
Dissipador 3	$T_{i,m}$	39,4±0,2	47,6±0,1	56,5±0,1	61,9±0,1	69,3±0,1
	$T_{i,s,e}$	41,8±0,1	50,9±0,1	60,6±0,1	66,6±0,1	74,8±0,1
	$T_{i,s,d}$	40,3±0,1	48,6±0,1	57,5±0,1	62,8±0,1	70,1±0,1
	$T_{i,i,e}$	37,6±0,1	45,2±0,1	53,4±0,1	58,4±0,1	65,3±0,1
	$T_{i,i,d}$	38,3±0,1	46,2±0,1	54,9±0,1	60,1±0,1	67,3±0,1
Dissipador 4	$T_{i,m}$	40,7±0,1	49,8±0,1	59,5±0,1	65,6±0,1	73,9±0,1
	$T_{i,s,e}$	41,8±0,1	50,9±0,1	60,7±0,1	66,7±0,1	74,9±0,1
	$T_{i,s,d}$	40,3±0,1	48,6±0,1	57,5±0,1	62,9±0,1	70,2±0,1
	$T_{i,i,e}$	37,5±0,1	45,1±0,1	53,3±0,1	58,2±0,1	65,0±0,1
	$T_{i,i,d}$	38,6±0,1	46,6±0,1	55,3±0,1	60,6±0,1	67,9±0,1

Tabela C.4 - Temperaturas e incertezas expandidas para os pontos localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 20°C.

Temperatura e incerteza expandida ($T \pm U_k$)- $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$						
Região	Ponto	Potência dissipada(W)				
		66	100	140	166	200
Dissipador 1	$T_{i,m}$	43,5±0,1	52,5±0,1	61,9±0,1	67,6±0,1	73,5±0,1
	$T_{i,s,e}$	44,1±0,1	52,7±0,1	61,7±0,1	67,0±0,1	72,4±0,1
	$T_{i,s,d}$	44,7±0,1	53,4±0,1	62,5±0,1	67,9±0,1	73,4±0,1
	$T_{i,i,e}$	42,4±0,1	50,7±0,1	59,5±0,1	64,7±0,1	70,2±0,1
	$T_{i,i,d}$	42,0±0,1	50,1±0,1	58,6±0,1	63,6±0,1	68,8±0,1
Dissipador 2	$T_{i,m}$	43,6±0,1	52,5±0,1	61,9±0,1	67,6±0,1	73,5±0,1
	$T_{i,s,e}$	44,3±0,1	53,2±0,1	62,5±0,1	68,1±0,1	73,8±0,1
	$T_{i,s,d}$	44,2±0,1	52,9±0,1	61,8±0,1	67,2±0,1	72,7±0,1
	$T_{i,i,e}$	41,4±0,1	49,2±0,1	57,3±0,1	62,2±0,1	67,2±0,1
	$T_{i,i,d}$	41,2±0,1	49,0±0,1	57,0±0,1	61,8±0,1	66,7±0,1
Dissipador 3	$T_{i,m}$	43,1±0,1	51,7±0,1	60,6±0,2	66,0±0,2	71,5±0,2
	$T_{i,s,e}$	45,5±0,1	54,9±0,1	64,7±0,1	70,7±0,1	76,9±0,1
	$T_{i,s,d}$	44,0±0,1	52,6±0,1	61,5±0,1	66,7±0,1	72,1±0,1
	$T_{i,i,e}$	41,4±0,1	49,3±0,1	57,6±0,1	62,5±0,1	67,6±0,1
	$T_{i,i,d}$	42,1±0,1	50,4±0,1	59,0±0,1	64,2±0,1	69,6±0,1
Dissipador 4	$T_{i,m}$	44,5±0,1	53,8±0,1	63,6±0,1	69,6±0,1	75,9±0,1
	$T_{i,s,e}$	45,6±0,1	55,0±0,1	64,8±0,1	70,8±0,1	77,0±0,1
	$T_{i,s,d}$	44,0±0,1	52,6±0,1	61,5±0,1	66,9±0,1	72,3±0,1
	$T_{i,i,e}$	41,4±0,1	49,2±0,1	57,4±0,1	62,3±0,1	67,4±0,1
	$T_{i,i,d}$	42,4±0,1	50,7±0,1	59,5±0,1	64,7±0,1	70,2±0,1

Tabela C.5 - Temperaturas e incertezas expandidas para os pontos localizados nos dissipadores, para uma temperatura ambiente de 25°C.

Temperatura e incerteza expandida ($T \pm U_k$)- $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$						
Região	Ponto	Potência dissipada(W)				
		66	100	140	166	200
Dissipador 1	$T_{i,m}$	47,7±0,1	56,3±0,1	65,5±0,1	70,7±0,1	76,7±0,1
	$T_{i,s,e}$	48,2±0,1	56,4±0,1	65,1±0,1	70,0±0,1	75,5±0,1
	$T_{i,s,d}$	48,8±0,1	57,1±0,1	65,9±0,1	70,9±0,1	76,5±0,1
	$T_{i,i,e}$	46,6±0,1	54,5±0,1	63,1±0,1	67,9±0,1	73,4±0,1
	$T_{i,i,d}$	46,1±0,1	53,9±0,1	62,1±0,1	66,8±0,1	72,0±0,1
Dissipador 2	$T_{i,m}$	47,7±0,1	56,2±0,1	65,4±0,1	70,6±0,1	76,5±0,1
	$T_{i,s,e}$	48,4±0,1	56,8±0,1	65,9±0,1	71,1±0,1	76,8±0,1
	$T_{i,s,d}$	48,3±0,1	56,5±0,1	65,3±0,1	70,3±0,1	75,9±0,1
	$T_{i,i,e}$	45,6±0,1	53,0±0,1	61,0±0,1	65,4±0,1	70,4±0,1
	$T_{i,i,d}$	45,4±0,1	52,8±0,1	60,6±0,1	65,0±0,1	69,9±0,1
Dissipador 3	$T_{i,m}$	47,2±0,1	55,4±0,2	64,1±0,2	69,1±0,2	74,6±0,2
	$T_{i,s,e}$	49,6±0,1	58,5±0,1	68,2±0,1	73,7±0,1	80,0±0,1
	$T_{i,s,d}$	48,0±0,1	56,2±0,1	64,9±0,1	69,8±0,1	75,2±0,1
	$T_{i,i,e}$	45,6±0,1	53,2±0,1	61,3±0,1	65,8±0,1	71,0±0,1
	$T_{i,i,d}$	46,4±0,1	54,2±0,1	62,7±0,1	67,4±0,1	72,8±0,1
Dissipador 4	$T_{i,m}$	48,7±0,1	57,6±0,1	67,2±0,1	72,8±0,1	79,2±0,1
	$T_{i,s,e}$	49,6±0,1	58,6±0,1	68,2±0,1	73,8±0,1	80,1±0,1
	$T_{i,s,d}$	48,0±0,1	56,2±0,1	65,0±0,1	69,9±0,1	75,4±0,1
	$T_{i,i,e}$	45,5±0,1	53,1±0,1	61,1±0,1	65,5±0,1	70,6±0,1
	$T_{i,i,d}$	46,6±0,1	54,5±0,1	63,0±0,1	67,9±0,1	73,4±0,1

Tabela C.6 - Temperaturas e incertezas expandidas das temperaturas nas paredes do invólucro e placas de circuito para temperatura externa de 10°C.

Temperatura e incerteza expandida ($T \pm U_k$)- $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$							
Região	Ponto	Potência dissipada(W)					
		66	100	140	166	200	
Interna do invólucro	T_{L,f,i_1}	22,7±0,1	28,0±0,1	33,0±0,1	35,8±0,1	39,5±0,1	
	T_{L,f,i_2}	22,7±0,1	27,8±0,1	32,8±0,1	35,4±0,1	38,9±0,1	
	T_{L,t,i_1}	24,3±0,1	30,1±0,1	35,7±0,1	38,8±0,1	42,9±0,1	
	T_{L,t,i_2}	23,6±0,1	29,4±0,1	35,1±0,1	38,3±0,1	42,4±0,1	
	$T_{S,c,i}$	29,6±0,1	37,0±0,1	43,6±0,1	46,9±0,1	51,8±0,3	
	$T_{I,c,i}$	10,8±0,1	10,6±0,1	10,8±0,1	10,7±0,1	10,9±0,1	
Externa do invólucro	T_{L,f,e_1}	13,5±0,1	14,3±0,1	15,5±0,1	15,8±0,1	16,7±0,1	
	$T_{S,c,e}$	15,0±0,1	16,5±0,1	18,3±0,2	19,1±0,2	20,7±0,2	
	$T_{I,c,e}$	10,2±0,1	10,1±0,1	10,1±0,1	10,1±0,1	10,2±0,1	
	T_{L,f,e_2}	12,3±0,1	12,7±0,1	13,5±0,1	13,7±0,1	14,4±0,1	
	T_{L,t,e_1}	14,3±0,1	15,1±0,2	16,3±0,2	16,6±0,2	17,6±0,2	
	T_{L,t,e_2}	12,9±0,1	13,5±0,1	14,7±0,1	14,9±0,1	15,9±0,1	
Placa de circuito	1	$T_{i,p}$	31,4±0,1	39,2±0,1	46,5±0,1	50,6±0,1	55,6±0,1
	2	$T_{i,p}$	31,5±0,1	39,3±0,1	46,6±0,1	50,7±0,1	55,7±0,1
	3	$T_{i,p}$	31,4±0,1	39,2±0,1	46,5±0,1	50,6±0,1	55,6±0,1
	4	$T_{i,p}$	31,3±0,1	39,1±0,1	46,3±0,1	50,4±0,1	55,4±0,1
Midel 7131	T_{f,f_1}	30,7±0,1	38,3±0,1	45,5±0,1	49,6±0,1	54,4±0,1	
	T_{f,f_2}	31,3±0,1	39,2±0,1	46,5±0,1	50,5±0,1	55,5±0,1	
	T_{f,t_1}	31,0±0,1	38,8±0,1	46,1±0,1	50,2±0,1	55,1±0,1	
	T_{f,t_2}	30,9±0,1	38,7±0,1	46,0±0,1	50,0±0,1	55,0±0,1	
Água	T_{a,f_1}	10,8±0,1	10,6±0,1	11,0±0,1	10,9±0,1	11,3±0,1	
	T_{a,f_2}	10,9±0,1	10,7±0,1	11,1±0,1	10,9±0,1	11,4±0,1	
	$T_{a,s}$	12,7±0,1	13,3±0,1	14,4±0,1	14,7±0,2	15,3±0,2	
	$T_{a,i}$	10,0±0,1	10,0±0,1	9,9±0,1	10,0±0,1	9,9±0,1	
	$T_{a,t}$	10,8±0,1	10,7±0,1	11,1±0,1	11,0±0,1	11,3±0,1	

Tabela C.7 - Temperaturas e incertezas expandidas das temperaturas nas paredes do invólucro e placas de circuito para temperatura externa de 15°C.

Temperatura e incerteza expandida ($T \pm U_k$)- $T_{amb} = 15^\circ\text{C}$						
Região	Ponto	Potência dissipada(W)				
		66	100	140	166	200
Interna do invólucro	T_{L,f,i_1}	27,1±0,1	31,6±0,1	36,9±0,1	39,8±0,1	44,0±0,1
	T_{L,f,i_2}	27,1±0,1	31,5±0,1	36,5±0,1	39,3±0,1	43,3±0,1
	T_{L,t,i_1}	28,8±0,1	33,7±0,1	39,3±0,1	42,6±0,1	47,2±0,1
	T_{L,t,i_2}	28,2±0,1	33,1±0,1	38,7±0,1	42,1±0,1	46,8±0,1
	$T_{S,c,i}$	33,6±0,1	40,0±0,2	46,0±0,2	50,0±0,1	55,2±0,2
	$T_{I,c,i}$	15,7±0,1	15,7±0,1	15,8±0,1	15,9±0,1	16,2±0,1
Externa do invólucro	T_{L,f,e_1}	17,8±0,1	18,6±0,1	19,8±0,1	20,0±0,1	20,9±0,1
	$T_{S,c,e}$	19,5±0,1	20,9±0,1	22,6±0,2	24,1±0,2	25,6±0,2
	$T_{I,c,e}$	15,2±0,1	15,1±0,1	15,2±0,1	15,2±0,1	15,3±0,2
	T_{L,f,e_2}	16,9±0,1	17,4±0,1	18,6±0,1	18,6±0,1	19,3±0,1
	T_{L,t,e_1}	18,7±0,2	19,6±0,2	21,0±0,2	21,4±0,2	22,3±0,2
	T_{L,t,e_2}	17,3±0,1	18,1±0,1	19,5±0,1	19,7±0,1	21,0±0,1
Placa de circuito	1 $T_{i,p}$	35,6±0,1	42,3±0,1	49,5±0,1	53,8±0,1	59,4±0,1
	2 $T_{i,p}$	35,7±0,1	42,4±0,1	49,6±0,1	53,9±0,1	59,5±0,1
	3 $T_{i,p}$	35,7±0,1	42,3±0,1	49,5±0,1	53,8±0,1	59,4±0,1
	4 $T_{i,p}$	35,5±0,1	42,1±0,1	49,3±0,1	53,6±0,1	59,2±0,1
Midel 7131	T_{f,f_1}	35,0±0,1	41,4±0,1	48,5±0,1	52,7±0,1	58,3±0,1
	T_{f,f_2}	35,5±0,1	42,2±0,1	49,4±0,1	53,6±0,1	59,3±0,1
	T_{f,t_1}	35,3±0,1	41,9±0,1	49,1±0,1	53,3±0,1	58,9±0,1
	T_{f,t_2}	35,2±0,1	41,8±0,1	49,0±0,1	53,2±0,1	58,8±0,1
Água	T_{a,f_1}	15,4±0,1	15,6±0,1	16,4±0,1	16,2±0,1	16,6±0,1
	T_{a,f_2}	15,5±0,1	15,7±0,1	16,5±0,1	16,2±0,1	16,7±0,1
	$T_{a,s}$	17,3±0,2	17,9±0,1	18,6±0,2	19,6±0,1	20,7±0,1
	$T_{a,i}$	15,0±0,1	15,0±0,1	15,1±0,1	15,0±0,1	15,0±0,2
	$T_{a,t}$	15,5±0,1	15,7±0,1	16,3±0,1	16,2±0,1	16,7±0,1

Tabela C.8 - Temperaturas e incertezas expandidas das temperaturas nas paredes do invólucro e placas de circuito para temperatura externa de 20°C.

Temperatura e incerteza expandida ($T \pm U_k$)- $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$							
Região	Ponto	Potência dissipada(W)					
		66	100	140	166	200	
Interna do invólucro	T_{L,f,i_1}	31,2±0,1	36,1±0,1	41,0±0,1	43,9±0,1	46,8±0,1	
	T_{L,f,i_2}	31,3±0,1	36,0±0,1	40,8±0,1	43,6±0,1	46,4±0,1	
	T_{L,t,i_1}	33,0±0,1	38,3±0,1	43,9±0,1	47,2±0,1	50,6±0,1	
	T_{L,t,i_2}	32,2±0,1	37,5±0,1	43,1±0,1	46,4±0,1	49,9±0,1	
	$T_{S,c,i}$	37,7±0,1	44,7±0,2	51,4±0,1	55,2±0,2	59,5±0,2	
	$T_{I,c,i}$	20,6±0,1	20,7±0,1	20,9±0,1	20,8±0,1	20,8±0,1	
Externa do invólucro	T_{L,f,e_1}	22,7±0,1	23,7±0,1	24,7±0,3	25,1±0,1	25,7±0,1	
	$T_{S,c,e}$	25,5±0,1	28,0±0,1	30,6±0,2	32,0±0,1	33,9±0,2	
	$T_{I,c,e}$	20,1±0,1	20,2±0,1	20,3±0,1	20,1±0,1	20,1±0,1	
	T_{L,f,e_2}	21,7±0,1	22,3±0,1	23,0±0,2	23,3±0,1	23,6±0,1	
	T_{L,t,e_1}	23,3±0,2	24,4±0,2	25,6±0,1	26,1±0,2	26,7±0,2	
	T_{L,t,e_2}	22,0±0,1	23,0±0,1	24,0±0,1	24,4±0,1	25,0±0,1	
Placa de circuito	1	$T_{i,p}$	39,4±0,1	46,5±0,1	53,6±0,1	57,6±0,1	61,8±0,1
	2	$T_{i,p}$	39,5±0,1	46,6±0,1	53,7±0,1	57,7±0,1	61,9±0,1
	3	$T_{i,p}$	39,4±0,1	46,5±0,1	53,6±0,1	57,7±0,1	61,8±0,1
	4	$T_{i,p}$	39,3±0,1	46,3±0,1	53,5±0,1	57,5±0,1	61,6±0,1
Midel 7131	T_{f,f_1}	38,8±0,1	45,7±0,1	52,7±0,1	56,7±0,1	60,7±0,1	
	T_{f,f_2}	39,3±0,1	46,4±0,1	53,5±0,1	57,5±0,1	61,7±0,1	
	T_{f,t_1}	39,1±0,1	46,1±0,1	53,2±0,1	57,2±0,1	61,3±0,1	
	T_{f,t_2}	39,0±0,1	46,0±0,1	53,1±0,1	57,1±0,1	61,2±0,1	
Água	T_{a,f_1}	20,4±0,1	20,6±0,1	20,9±0,1	21,0±0,1	21,2±0,1	
	T_{a,f_2}	20,4±0,1	20,7±0,1	21,0±0,1	21,0±0,1	21,2±0,1	
	$T_{a,s}$	21,6±0,1	22,6±0,1	23,6±0,1	24,3±0,1	24,8±0,1	
	$T_{a,i}$	20,0±0,1	20,0±0,1	20,1±0,1	20,0±0,1	20,0±0,1	
	$T_{a,t}$	20,4±0,1	20,7±0,1	21,0±0,1	21,0±0,1	21,2±0,1	

Tabela C.9 - Temperaturas e incertezas expandidas das temperaturas nas paredes do invólucro e placas de circuito para temperatura externa de 25°C.

Temperatura e incerteza expandida ($T \pm U_k$) - $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$						
Região	Ponto	Potência dissipada(W)				
		66	100	140	166	200
Interna do invólucro	T_{L,f,i_1}	35,8±0,1	40,2±0,1	45,1±0,1	47,6±0,1	50,5±0,1
	T_{L,f,i_2}	35,9±0,1	40,2±0,1	44,9±0,1	47,4±0,1	50,1±0,1
	T_{L,t,i_1}	37,5±0,1	42,5±0,1	48,0±0,1	51,0±0,1	54,4±0,1
	T_{L,t,i_2}	37,1±0,1	41,8±0,1	47,3±0,1	50,2±0,1	53,6±0,1
	$T_{S,c,i}$	41,7±0,1	48,4±0,1	55,3±0,3	58,7±0,3	62,4±0,1
	$T_{I,c,i}$	25,6±0,1	25,8±0,1	25,7±0,1	25,8±0,1	25,7±0,1
Externa do invólucro	T_{L,f,e_1}	27,2±0,1	28,4±0,1	29,3±0,1	30,0±0,1	30,7±0,1
	$T_{S,c,e}$	29,0±0,1	32,5±0,1	35,0±0,1	36,2±0,1	37,3±0,1
	$T_{I,c,e}$	25,1±0,1	25,2±0,1	25,1±0,1	25,2±0,1	25,2±0,1
	T_{L,f,e_2}	26,6±0,1	27,2±0,1	27,7±0,1	28,1±0,1	28,4±0,1
	T_{L,t,e_1}	28,2±0,2	29,3±0,2	30,2±0,2	30,9±0,2	31,3±0,2
	T_{L,t,e_2}	26,8±0,1	27,8±0,1	28,6±0,1	29,3±0,1	29,9±0,1
Placa de circuito	1 $T_{i,p}$	43,5±0,1	50,2±0,1	57,2±0,1	60,8±0,1	64,8±0,1
	2 $T_{i,p}$	43,6±0,1	50,3±0,1	57,3±0,1	60,9±0,1	64,9±0,1
	3 $T_{i,p}$	43,6±0,1	50,2±0,1	57,2±0,1	60,8±0,1	64,8±0,1
	4 $T_{i,p}$	43,4±0,1	50,1±0,1	57,0±0,1	60,6±0,1	64,6±0,1
Midel 7131	T_{f,f_1}	43,0±0,1	49,5±0,1	56,4±0,1	59,9±0,1	63,8±0,1
	T_{f,f_2}	43,5±0,1	50,1±0,1	57,1±0,1	60,6±0,1	64,7±0,1
	T_{f,t_1}	43,3±0,1	49,9±0,1	56,8±0,1	60,4±0,1	64,4±0,1
	T_{f,t_2}	43,2±0,1	49,8±0,1	56,7±0,1	60,3±0,1	64,2±0,1
Água	T_{a,f_1}	25,3±0,1	25,6±0,1	25,8±0,1	26,1±0,1	26,1±0,1
	T_{a,f_2}	25,4±0,1	25,7±0,1	25,8±0,1	26,1±0,1	26,2±0,1
	$T_{a,s}$	26,7±0,2	27,5±0,2	28,5±0,1	29,0±0,1	29,2±0,1
	$T_{a,i}$	25,0±0,1	25,0±0,1	25,0±0,1	25,0±0,1	25,1±0,1
	$T_{a,t}$	25,4±0,1	25,7±0,1	25,8±0,1	26,1±0,1	26,1±0,1

Tabela C.10 - Temperaturas e incertezas expandidas para a temperatura média ponderada das paredes adjacentes aos conjuntos de dissipadores.

Temperatura e incerteza expandida ($T \pm U_k$) da temperatura estimada $T_o(^{\circ}\text{C})$						
Conjunto de dissipadores	T_{amb} ($^{\circ}\text{C}$)	Potência(W)				
		66	100	140	166	200
1	10	22,4±0,1	27,4±0,1	32,2±0,1	34,7±0,1	38,2±0,1
	15	26,9±0,1	31,1±0,1	35,9±0,1	38,7±0,1	42,6±0,1
	20	31,1±0,1	35,7±0,1	40,4±0,1	43,1±0,1	46,0±0,1
	25	35,7±0,1	39,9±0,1	44,6±0,1	47,0±0,1	49,7±0,1
2	10	22,3±0,1	27,2±0,1	31,9±0,1	34,4±0,1	37,8±0,1
	15	26,8±0,1	30,9±0,1	35,6±0,1	38,3±0,1	42,1±0,1
	20	31,0±0,1	35,5±0,1	40,2±0,1	42,8±0,1	45,6±0,1
	25	35,6±0,1	39,8±0,1	44,3±0,1	46,7±0,1	49,3±0,1

C.2.3. Potência

A expressão para o cálculo da incerteza da potência dissipada é similar à expressão da temperatura:

$$u_c(P)^2 = a(P)^2 + s(P)^2 = u_{ref}^2(P) + u_{curva}^2(P) + s(P)^2 \quad (C.15)$$

Onde $u_{ref}(P) = 0,1\%$ da leitura + $0,1\%$ da faixa de medição. Por questões de brevidade, serão apresentadas apenas os valores das potências dissipadas, juntamente com as incertezas expandidas das medições de potência, referentes a todos os casos testados, na tabela a seguir.

Tabela C.11 - Potência dissipada e incertezas expandidas para todos os pontos experimentais.

Potência dissipada e incerteza expandida-[$P \pm U_k$ (W)]						
Transdutor	T_{amb} (°C)	Potência(W)				
		66	100	140	166	200
1	10	64,6±0,6	101,4±1,5	138,4±0,9	167,8±1,1	199,8±1,4
	15	64,6±0,6	101,0±0,7	139,4±0,9	164,6±1,0	201,1±1,3
	20	65,4±0,6	100,2±0,7	139,4±1,0	166,9±1,1	196,2±1,5
	25	66,4±0,7	100,3±1,0	138,7±0,9	165,9±1,3	198,1±1,2
2	10	65,0±1,0	102,0±1,7	139,1±1,3	168,5±1,4	200,5±1,5
	15	65,0±0,9	101,6±1,1	140,0±1,3	165,2±1,4	201,8±1,4
	20	65,8±1,0	100,7±1,1	140,0±1,4	167,5±1,4	196,8±1,6
	25	66,7±1,0	100,9±1,3	139,1±1,4	166,4±1,7	198,5±1,3
3	10	64,6±0,6	101,5±1,4	138,5±0,8	167,8±1,0	199,7±1,4
	15	64,7±0,6	101,2±0,7	139,5±0,8	164,6±1,0	201,0±1,3
	20	65,4±0,6	100,3±0,7	139,4±0,9	166,9±1,0	196,1±1,6
	25	66,3±0,7	100,4±1,0	138,8±0,9	165,3±1,3	197,6±1,3

C.3. INCERTEZA DAS PROPRIEDADES

As propriedades utilizadas para o cálculo dos parâmetros adimensionais de relevância para o trabalho foram calculadas com base em equações obtidas a partir de dados fornecidos pelo fabricante do óleo MIDEL 7131®(MIDEL,2018).

A densidade do óleo MIDEL 7131®, $\rho(T)$, foi calculada através da seguinte expressão:

$$\rho(T) = 982,2 - 0,722 * T \quad (C.16)$$

Logo, utilizando a equação (C.8), chegamos à expressão para a incerteza propagada da densidade do óleo:

$$u_c(\rho)^2 = 0,52 * u_c(T)^2 \quad (C.17)$$

O calor específico do óleo MIDEL 7131®, $c_p(T)$, foi obtido através da seguinte expressão:

$$c_p(T) = 1846,3 + 2,55 * T \quad (C.18)$$

Assim, utilizando a equação (C.1), encontra-se a expressão para a incerteza calculada da propriedade:

$$u_c(c_p)^2 = 6,50 * u_c(T)^2 \quad (C.19)$$

A condutividade térmica, $k(T)$, para o óleo foi obtida através da seguinte expressão, encontrada através de uma regressão polinomial:

$$k(T) = -7,0x10^{-7} * T^2 - 3,71x10^{-5} * T + 0,148 \quad (C.20)$$

Logo, a equação para a incerteza calculada pode ser encontrada, como feito anteriormente:

$$u_c(k)^2 = (-14,0x10^{-7} * T + 3,71x10^{-5})^2 * u_c(T)^2 \quad (C.21)$$

O coeficiente de expansão volumétrica, $\beta(T)$, foi encontrado a partir de uma equação determinada pelos dados do fabricante, para diferentes temperaturas:

$$\beta(T) = 4,37x10^{-7} * T + 7,44x10^{-4} \quad (C.22)$$

Logo, a incerteza no coeficiente de expansão volumétrica é dada por:

$$u_c(\beta)^2 = 1,91 \times 10^{-13} * u_c(T)^2 \quad (C.23)$$

A equação para o cálculo da viscosidade dinâmica do óleo, $\nu(T)$, pode ser encontrada através de uma regressão polinomial de terceira ordem dos dados comerciais:

$$\nu(T) = 0,0053 * T^{-1,48} \quad (C.24)$$

Logo, usando a equação (C.8), temos:

$$u_c(\nu)^2 = (-7,84 \times 10^{-3} * T^{-2,48})^2 * u_c(T)^2 \quad (C.25)$$

A difusividade térmica do óleo, $\alpha(T)$, foi encontrada a partir dos valores da condutividade térmica, densidade e calor específico:

$$\alpha(T) = \frac{k}{\rho c_p} \quad (C.26)$$

Sendo assim, para a incerteza no cálculo dessa propriedade, temos:

$$u_c(\alpha)^2 = \frac{u_c^2(k)}{\rho^2(T)c_p^2(T)} + \frac{k^2 u_c^2(\rho)}{\rho^4(T)c_p^2(T)} + \frac{k^2 u_c^2(c_p)}{\rho^2(T)c_p^4(T)} \quad (C.27)$$

A seguir, por questões de brevidade, serão apresentadas o valor de todas as propriedades, juntamente com as incertezas expandidas, para todos os pontos experimentais deste trabalho e para os dois conjuntos de dissipadores:

Tabela C.12 - Propriedades do óleo isolante e incertezas expandidas associadas, para todos os pontos experimentais para o Conjunto de Dissipadores 1.

Propriedades do óleo e incerteza expandida para todos os pontos experimentais (U_k)						
T (°C)	Propriedade	Potência dissipada(W)				
		66	100	140	166	200
10	ρ (kg/m ³)	960,03±0,0%	954,53±0,0%	949,35±0,0%	946,42±0,0%	942,90±0,0%
	c_p (J/(kg.°C))	1924,6±0,0%	1944,0±0,0%	1962,3±0,0%	1972,6±0,0%	1985,1±0,0%
	k (W/(m.°C))	0,146±0,0%	0,146±0,0%	0,145±0,0%	0,144±0,0%	0,143±0,0%
	β (1/°C)	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%
	ν (m ² /s)	3,3x10 ⁻⁵ ±0,2%	2,4x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,9x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,6x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,4x10 ⁻⁵ ±0,2%
	α (m ² /s)	7,9x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%
15	ρ (kg/m ³)	956,95±0,0%	952,27±0,0%	947,16±0,0%	944,13±0,0%	940,13±0,0%
	c_p (J/(kg.°C))	1935,5±0,0%	1952,0±0,0%	1970,1±0,0%	1980,8±0,0%	1994,9±0,0%
	k (W/(m.°C))	0,146±0,0%	0,145±0,0%	0,145±0,0%	0,144±0,0%	0,143±0,0%
	β (1/°C)	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%
	ν (m ² /s)	2,8x10 ⁻⁵ ±0,2%	2,1x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,7x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,5x10 ⁻⁵ ±0,1%	1,3x10 ⁻⁵ ±0,1%
	α (m ² /s)	7,9x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%
20	ρ (kg/m ³)	954,21±0,0%	949,21±0,0%	944,15±0,0%	941,29±0,0%	938,36±0,0%
	c_p (J/(kg.°C))	1945,2±0,0%	1962,8±0,0%	1980,7±0,0%	1990,8±0,0%	2001,2±0,0%
	k (W/(m.°C))	0,146±0,0%	0,145±0,0%	0,144±0,0%	0,144±0,0%	0,143±0,0%
	β (1/°C)	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%
	ν (m ² /s)	2,4x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,9x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,5x10 ⁻⁵ ±0,1%	1,4x10 ⁻⁵ ±0,1%	1,2x10 ⁻⁵ ±0,1%
	α (m ² /s)	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,6x10 ⁻⁸ ±0,0%
25	ρ (kg/m ³)	951,15±0,0%	946,43±0,0%	941,51±0,0%	938,97±0,0%	936,12±0,0%
	c_p (J/(kg.°C))	1956,0±0,0%	1972,6±0,0%	1990,0±0,0%	1999,0±0,0%	2009,0±0,0%
	k (W/(m.°C))	0,145±0,0%	0,144±0,0%	0,144±0,0%	0,143±0,0%	0,143±0,0%
	β (1/°C)	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%
	ν (m ² /s)	2,0x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,6x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,4x10 ⁻⁵ ±0,1%	1,2x10 ⁻⁵ ±0,1%	1,1x10 ⁻⁵ ±0,1%
	α (m ² /s)	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,6x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,6x10 ⁻⁸ ±0,0%

Tabela C.13 - Propriedades do óleo isolante e incertezas expandidas associadas, para todos os pontos experimentais para o Conjunto de Dissipadores 2.

Propriedades do óleo e incerteza expandida para todos os pontos experimentais (U_k)						
T (°C)	Propriedade	Potência dissipada(W)				
		66	100	140	166	200
10	ρ (kg/m ³)	959,6±0,0%	953,92±0,0%	948,63±0,0%	945,71±0,0%	942,13±0,0%
	c_p (J/(kg.°C))	1926,1±0,0%	1946,2±0,0%	1964,9±0,0%	1975,2±0,0%	1987,8±0,0%
	k (W/(m.°C))	0,146±0,0%	0,145±0,0%	0,145±0,0%	0,144±0,0%	0,144±0,0%
	β (1/°C)	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%
	ν (m ² /s)	3,3x10 ⁻⁵ ±0,5%	2,3x10 ⁻⁵ ±0,4%	1,8x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,6x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,4x10 ⁻⁵ ±0,3%
	α (m ² /s)	7,9x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%
15	ρ (kg/m ³)	956,55±0,0%	951,72±0,0%	946,54±0,0%	943,47±0,0%	939,41±0,0%
	c_p (J/(kg.°C))	1936,9±0,0%	1954,0±0,0%	1972,2±0,0%	1983,1±0,0%	1997,4±0,0%
	k (W/(m.°C))	0,146±0,0%	0,145±0,0%	0,144±0,0%	0,144±0,0%	0,143±0,0%
	β (1/°C)	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%
	ν (m ² /s)	2,7x10 ⁻⁵ ±0,4%	2,1x10 ⁻⁵ ±0,4%	1,7x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,5x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,3x10 ⁻⁵ ±0,3%
	α (m ² /s)	7,9x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%
20	ρ (kg/m ³)	953,84±0,0%	948,71±0,0%	943,58±0,0%	940,66±0,0%	937,68±0,0%
	c_p (J/(kg.°C))	1946,4±0,0%	1964,6±0,0%	1982,7±0,0%	1993,0±0,0%	2003,5±0,0%
	k (W/(m.°C))	0,145±0,0%	0,145±0,0%	0,144±0,0%	0,144±0,0%	0,143±0,0%
	β (1/°C)	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%
	ν (m ² /s)	2,3x10 ⁻⁵ ±0,4%	1,8x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,5x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,3x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,2x10 ⁻⁵ ±0,2%
	α (m ² /s)	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,6x10 ⁻⁸ ±0,0%
25	ρ (kg/m ³)	950,81±0,0%	946,00±0,0%	940,98±0,0%	938,42±0,0%	935,51±0,0%
	c_p (J/(kg.°C))	1957,1±0,0%	1974,1±0,0%	1991,9±0,0%	2000,9±0,0%	2011,2±0,0%
	k (W/(m.°C))	0,145±0,0%	0,144±0,0%	0,144±0,0%	0,143±0,0%	0,143±0,0%
	β (1/°C)	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,7x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%	7,6x10 ⁻⁴ ±0 0%
	ν (m ² /s)	2,0x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,6x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,3x10 ⁻⁵ ±0,3%	1,2x10 ⁻⁵ ±0,2%	1,1x10 ⁻⁵ ±0,2%
	α (m ² /s)	7,8x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,7x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,6x10 ⁻⁸ ±0,0%	7,6x10 ⁻⁸ ±0,0%

C.4. INCERTEZA DOS PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

C.4.1. Número de Nusselt (Nu)

O número de Nusselt, $Nu_{\sqrt{A_i}}$, determinado experimentalmente, foi calculado de acordo com a seguinte expressão, utilizada por Teertstra *et al.* (2004):

$$Nu_{\sqrt{A_i}} = \frac{Q}{k(T_i - T_o)\sqrt{A_i}} \quad (C.28)$$

Assim, utilizando a equação (C.8), temos:

$$\begin{aligned} u_c(Nu)^2 = & \frac{u_c^2(Q)}{k^2(T)(T_i - T_o)^2 A_i} + \frac{Q^2 u_c^2(k)}{k^4(T)(T_i - T_o)^2 A_i} \quad (C.29) \\ & + \frac{Q^2 u_c^2(A_i)}{4k^2(T)(T_i - T_o)^2 A_i^3} + \frac{Q^2 u_c^2(T_i)}{k^2(T)(T_i - T_o)^4 A_i} \\ & + \frac{Q^2 u_c^2(T_o)}{k^2(T)(T_i - T_o)^4 A_i} \end{aligned}$$

Importante mencionar, que a temperatura T em que a condutividade térmica é avaliada para o cálculo da incerteza do Nu , é a temperatura obtida experimentalmente para o óleo isolante, à frente do conjunto de dissipadores para o qual se avalia o parâmetro adimensional.

C.4.2. Número de Rayleigh (Ra)

O número de Rayleigh, $Ra_{\sqrt{A_i}}$, determinado experimentalmente, foi calculado de acordo com a seguinte expressão, utilizada por Teertstra *et al.* (2004):

$$Ra_{\sqrt{A_i}} = \frac{g\beta(T_i - T_o)A_i^{3/2}}{\nu\alpha} \quad (C.30)$$

Logo, aplicando a equação para o cálculo da incerteza propagada, baseando-se na equação acima, chega-se a:

$$\begin{aligned}
 u_c(Ra)^2 = & \frac{u_c^2(\beta)g^2\Delta T^2 A_i^3}{v^2(T)\alpha^2(T)} + \frac{3u_c^2(A_i)g^2\beta^2\Delta T^2 A_i}{2v^2(T)\alpha^2(T)} \\
 & + \frac{u_c^2(T_i)g^2\beta^2 A_i^3}{v^2(T)\alpha^2(T)} + \frac{u_c^2(T_o)g^2\beta^2 A_i^3}{v^2(T)\alpha^2(T)} \\
 & + \frac{u_c^2(v)g^2\beta^2\Delta T^2 A_i^3}{v^4(T)\alpha^2(T)} + \frac{u_c^2(\alpha)g^2\beta^2\Delta T^2 A_i^3}{v^2(T)\alpha^4(T)}
 \end{aligned}
 \tag{C.31}$$

Abaixo, são apresentados os valores e as incertezas expandidas para o Nu e Ra em todos os pontos do teste da bancada experimental:

Tabela C.14 - Número de Nusselt e incertezas expandidas para todos os pontos experimentais considerados.

Número de Nusselt e incertezas expandidas ($Nu_{\sqrt{A_i}} \pm U_k$)						
Conjunto de dissipadores	T_{amb} (°C)	Potência(W)				
		66	100	140	166	200
1	10	77,1±1,8%	88,6±2,0%	96,4±1,4%	102,6±1,3%	108,3±1,3%
	15	78,9±1,9%	92,7±1,5%	101,2±1,4%	105,3±1,3%	111,7±1,3%
	20	83,3±1,9%	94,6±1,6%	103,1±1,4%	108,9±1,3%	114,4±1,4%
	25	87,7±2,0%	97,7±1,7%	106,0±1,4%	112,7±1,4%	118,9±1,3%
2	10	73,4±2,3%	84,3±2,1%	92,0±1,5%	98,2±1,4%	102,7±1,4%
	15	75,1±2,1%	88,2±1,8%	96,5±1,5%	100,6±1,5%	106,6±1,3%
	20	79,2±2,2%	90,2±1,8%	98,8±1,6%	104,4±1,5%	109,7±1,4%
	25	83,9±2,3%	93,9±1,9%	101,6±1,6%	108,2±1,6%	113,9±1,3%

Tabela C.15 - Número de Rayleigh e incertezas expandidas para todos os pontos experimentais considerados.

Número de Rayleigh e incertezas expandidas ($Ra_{\sqrt{A_i}} \pm U_k$)x10 ¹⁰						
Conjunto de dissipadores	T_{amb} (°C)	Potência(W)				
		66	100	140	166	200
1	10	0,45±2,8%	0,86±2,6%	1,46±2,6%	1,95±2,5%	2,66±2,5%
	15	0,53±2,8%	0,93±2,7%	1,58±2,6%	2,11±2,5%	2,97±2,5%
	20	0,60±2,9%	1,08±2,7%	1,82±2,6%	2,39±2,5%	3,07±2,5%
	25	0,69±2,9%	1,23±2,7%	2,02±2,6%	2,56±2,5%	3,28±2,5%
2	10	0,49±2,8%	0,94±2,6%	1,59±2,5%	2,13±2,5%	2,92±2,5%
	15	0,58±2,8%	1,02±2,6%	1,72±2,5%	2,30±2,5%	3,23±2,5%
	20	0,65±2,8%	1,17±2,6%	1,97±2,5%	2,58±2,5%	3,30±2,5%
	25	0,74±2,8%	1,31±2,7%	2,17±2,6%	2,74±2,5%	3,51±2,5%