

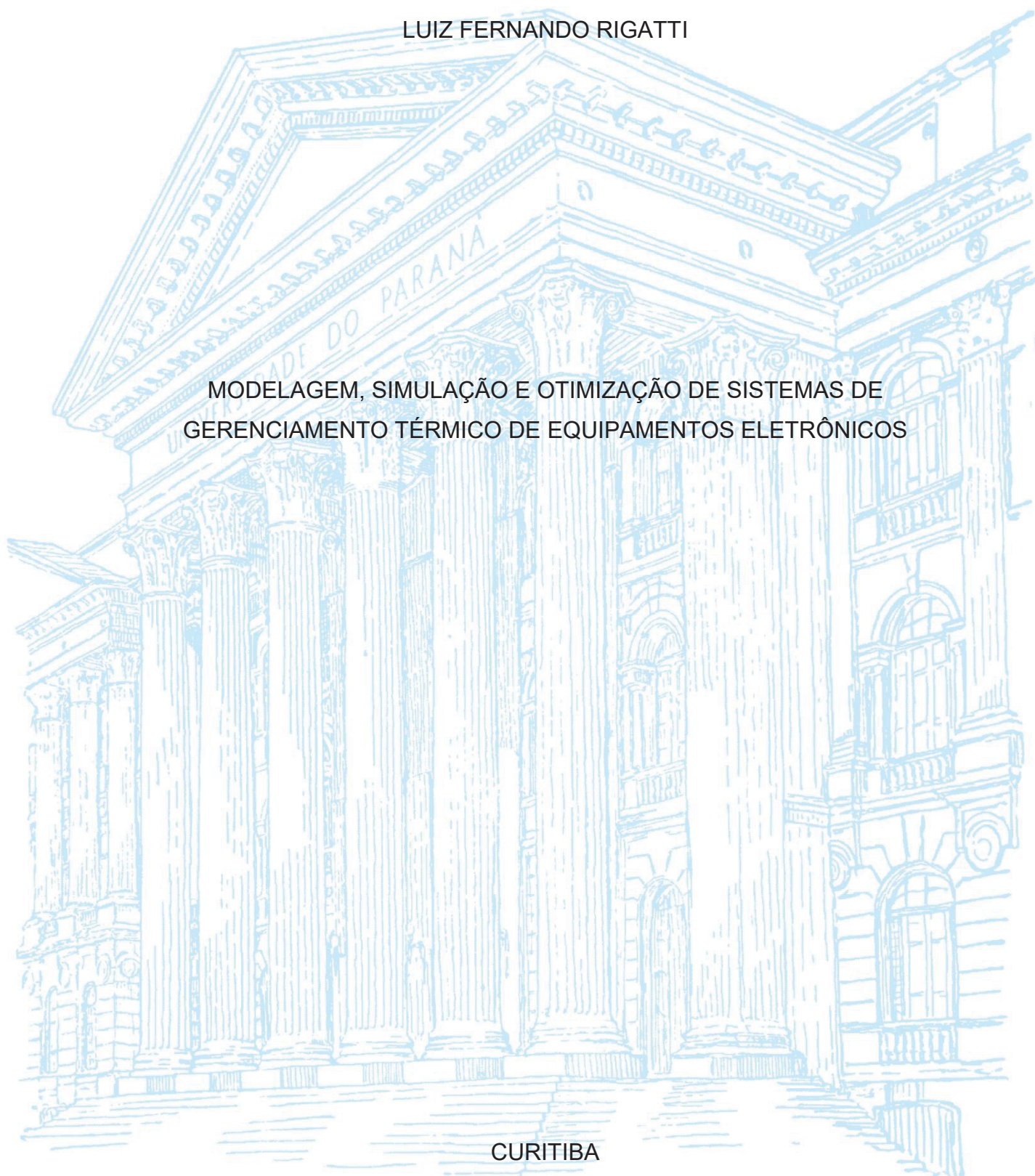
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

LUIZ FERNANDO RIGATTI

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE
GERENCIAMENTO TÉRMICO DE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS

CURITIBA

2022



LUIZ FERNANDO RIGATTI

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE
GERENCIAMENTO TÉRMICO DE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS

Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em engenharia mecânica, Setor de tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito para obtenção do título de Doutor em engenharia mecânica.

Orientador: Prof. PhD. José Viriato Coelho Vargas
Coorientador: Dr. Wellington Balmant
Coorientador: Prof. PhD. Juan Carlos Ordoñez

CURITIBA

2022

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO NA PUBLICAÇÃO (CIP)
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
SISTEMA DE BIBLIOTECAS – BIBLIOTECA CIÊNCIA E TECNOLOGIA

Rigatti, Luiz Fernando

Modelagem, simulação e otimização de sistemas de gerenciamento térmico de equipamentos eletrônicos / Luiz Fernando Rigatti. – Curitiba, 2022.

1 recurso on-line : PDF.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. PhD. José Viriato Coelho Vargas

Coorientador: Dr. Wellington Balmant

Coorientador: Prof. PhD. Juan Carlos Ordoñez

1. Simulação (Computador). 2. Controle térmico (Equipamentos Eletrônicos). 3. Telecomunicações (Gabinetes). 4. Método de elementos de volume. I. Vargas, José Viriato Coelho. II. Balmant, Wellington. III. Ordoñez, Juan Carlos. IV. Universidade Federal do Paraná. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica. V. Título.

Bibliotecária: Roseny Rivelini Morciani CRB-9/1585



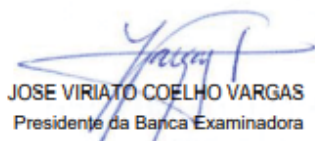
MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SEI TOR DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO ENGENHARIA
MECÂNICA - 40001016040P5

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da tese de Doutorado de **LUIZ FERNANDO RIGATTI** intitulada: **MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE GERENCIAMENTO TÉRMICO DE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS**, sob orientação do Prof. Dr. JOSE VIRIATO COELHO VARGAS, que após terem inquirido o aluno e realizada a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua **APROVAÇÃO** no rito de defesa.

A outorga do título de doutor está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

CURITIBA, 18 de Agosto de 2022.


JOSE VIRIATO COELHO VARGAS
Presidente da Banca Examinadora


JEFERSON AVILA SOUZA
Avaliador Externo (UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE)


LUCIANO KIYOSHI ARAKI
Avaliador Interno (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)


LUIZ ALBERTO DE OLIVEIRA ROCHA
Avaliador Externo (UNISINOS)

LUIZ FERNANDO RIGATTI

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE
GERENCIAMENTO TÉRMICO DE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS

Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em engenharia mecânica,
Setor de tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito à obtenção do
título de Doutor em engenharia mecânica.

Curitiba, 12 de agosto de 2022.

Dedico este trabalho a minha esposa Ângela Brustolin Rigatti e meus pais Ademir Luiz Rigatti e Bernardete Angelina Beal Rigatti, devido a todo apoio recebido ao longo desta jornada de aprendizado e evolução pessoal.

AGRADECIMENTOS

Agradeço principalmente a Deus nosso Pai. Agradeço a todos os meus professores, que me orientaram e continuarão contribuindo comigo ao longo de minha vida profissional através dos ensinamentos concedidos.

Ao professor e orientador José Viriato Coelho Vargas, pelo tempo, inteligência e paciência a mim disponibilizado. Todo caráter profissional demonstrado em todas as nossas conversas serviu e servirá de exemplo, os quais não serão esquecidos.

Ao Welligton, coorientador e amigo, pela força de vontade e luta pelo sucesso. Os ensinamentos e direcionamentos de fato contribuíram diretamente na elaboração deste trabalho.

Apenas elevei a voz para o Senhor, Ele me responde de sua montanha
santa. (Salmos 3, vers. 5)

RESUMO

Ao usar gabinetes para proteger dispositivos eletrônicos, como gabinetes de telecomunicações, gabinetes de computador e bases de servidores, é necessário usar sistemas de dissipação de calor, pois os equipamentos eletrônicos alocados dentro dos gabinetes dissipam calor durante uma operação. Esse aumento de temperatura, se não controlado, reduz a eficiência e a vida útil do equipamento. Para resolver esse problema, a modelagem matemática e a simulação computacional é uma possível rota a seguir, a qual trata-se de uma metodologia que permite análises ao longo das diversas fases de um projeto. Portanto, este estudo investiga experimentalmente a capacidade de uma metodologia de simulação computacional simplificada para avaliar a resposta térmica de gabinetes de embalagens eletrônicas. Basicamente, respostas rápidas e precisas no design do sistema do primeiro estágio são cruciais para a tomada de decisão. A abordagem produz um modelo matemático 3D generalizado, isto é, o modelo de elemento de volume (MEV), que permite diferentes fases dentro do domínio da solução (por exemplo, sólido e gás). As leis físicas da conservação, juntamente com as correlações empíricas e teóricas disponíveis, são a base do modelo. Dessa maneira, apenas um conjunto de equações diferenciais ordinárias algébricas e dependentes do tempo é necessário para obter a variável espacial do processo (por exemplo, temperatura), distribuição espacial e resposta transitória. Foram realizados experimentos em laboratório para medir a resposta térmica de um gabinete ($2048 \times 1974 \times 850$ mm) contendo uma única fonte de calor. Um primeiro conjunto de dados experimentais com uma fonte de energia de 1600 W foi usado para o ajuste do modelo pela solução do problema inverso de estimativa de parâmetros (IPPE), no qual os parâmetros de ajuste selecionados foram as velocidades médias do ar dentro do gabinete. Em seguida, um segundo conjunto experimental com uma fonte de energia de 3000 W foi utilizado para validar os resultados do modelo. Nas simulações, buscou-se que a malha convergida tenha um número baixo de elementos de volume. Após a validação, o modelo foi usado para estudar o efeito da variação da altura da fonte de calor na resposta térmica do sistema. Fundamentalmente, esperou-se obter uma temperatura mínima acentuada no ponto quente do sistema a uma altura ideal da fonte de calor, mostrando uma variação significativa na faixa de altura investigada, que vale a pena perseguir, independentemente da complexidade do projeto real do gabinete. A outra conclusão importante é que a precisão e o baixo tempo computacional garantem a confiabilidade do modelo para o design e a otimização do gabinete de embalagens eletrônicas.

Palavras-chave: Controle Térmico. Método de Elementos de Volume (MEV). Simulação. Gabinetes de Telecomunicação.

ABSTRACT

When using enclosures to protect electronic devices such as telecom enclosures, computer enclosures, and server bases, it is necessary to use heat dissipation systems, as the electronic equipment located inside the enclosures dissipates heat during an operation. This temperature rise, if not controlled, reduces the efficiency and life of the equipment. To solve this problem, mathematical modeling and computer simulation is a possible route to follow, which is a methodology that allows analysis throughout the different phases of a project. Therefore, this study experimentally investigates the ability of a simplified computer simulation methodology to evaluate the thermal response of electronic packaging cabinets. Basically, fast and accurate answers in the first stage system design are crucial for decision making. The approach produces a generalized 3D mathematical model, ie the volume element model (MEV), which allows for different phases within the solution domain (eg solid and gas). The physical laws of conservation, together with available empirical and theoretical correlations, form the basis of the model. In this way, only a set of algebraic and time-dependent ordinary differential equations is needed to obtain the spatial variable of the process (eg temperature), spatial distribution and transient response. Laboratory experiments were carried out to measure the thermal response of a cabinet (2048 × 1974 × 850 mm) containing a single heat source. A first set of experimental data with a power source of 1600 W was used to fit the model by solving the inverse parameter estimation problem (IPPE), in which the selected tuning parameters were the average air velocities inside the cabinet. Then, a second experimental set with a power source of 3000 W was used to validate the model results. In the simulations, it was sought that the converged mesh has a low number of volume elements. After validation, the model was used to study the effect of varying the height of the heat source on the thermal response of the system. Fundamentally, it was expected to obtain a sharp minimum temperature in the hot spot of the system at an optimal height of the heat source, showing a significant variation in the investigated height range, which is worth pursuing, regardless of the complexity of the actual cabinet design. The other important conclusion is that the accuracy and low computational time ensure the reliability of the model for the design and optimization of the electronic packaging cabinet.

Keywords: Thermal Control. Volume Element Method (VEM). Simulation. Telecommunication cabinets.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – RELAÇÃO ENTRE PRECISÃO E TAMANHO DO MODELO MATEMÁTICO.....	24
FIGURA 2.1 – FLUXOGRAMA PARA MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMAS FÍSICOS	33
FIGURA 3.1 – DISTRIBUIÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA NA CÂMARA TÉRMICA	48
FIGURA 3.2 – CÂMARA TÉRMICA – LMH.....	50
FIGURA 3.3 – RELAÇÃO EQUIPAMENTOS DE SUPORTE	50
FIGURA 3.4 – GABINETE DE TELECOMUNICAÇÕES - VISTA EM PERSPECTIVA (a) E VISTA EXPLODIDA (b).....	54
FIGURA 3.5 – FLUXO GERAL DE AR.....	56
FIGURA 3.6 – MALHA 3D.....	56
FIGURA 3.7 – DEFINIÇÃO DA MALHA POR EIXO.....	57
FIGURA 3.8 – ELEMENTO DE VOLUME TÍPICO COM TAXAS DE INTERAÇÃO COM A VIZINHANÇA E TERMO FONTE.....	58
FIGURA 3.9 – EV. BALANÇO.....	61
FIGURA 3.10 – TIPOS DE EV. E SUAS POSSÍVEIS INTERAÇÕES.....	61
FIGURA 3.11 – VISTA FRONTAL E VISTA EM CORTE HORIZONTAL.....	68
FIGURA 3.12 – VISTA SUPERIOR E VISTA EM CORTE VERTICAL.....	69
FIGURA 3.13 - VISTA EM PERSPECTIVA ISOMÉTRICA E VISTA EM CORTE.....	70
FIGURA 3.14 – LOCALIZAÇÃO TERMISTORES.....	72
FIGURA 3.15 – FLUXOGRAMA PASSOS PARA SIMULAÇÃO.....	75
FIGURA 4.1 – VISÃO TRIDIMENSIONAL DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA (a), E VISTA BIDIMENSIONAL DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA (b).....	80
FIGURA 4.2 – VARIAÇÃO DA POSIÇÃO DE AMBAS AS FONTES DE GERAÇÃO DE CALOR	87

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1.1 – VARIAÇÃO DA TAXA DE FALHAS EM UM CHIP ELETRÔNICO.....	20
GRÁFICO 2.1 – VIDA ÚTIL EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DO AR.....	43
GRÁFICO 4.1 – AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO COM PACOTE DE DADOS DE 1.6 KW (a) E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL COM PACOTE DE DADOS AJUSTADO EM 3 KW (b).....	79
GRÁFICO 4.2 – O EFEITO DA VARIAÇÃO DA ALTURA DA JUNÇÃO NA TEMPERATURA DE PICO NA LINHA VERTICAL MÉDIA DO GABINETE DO PLANO VERTICAL MÉDIO X-Z.....	82
GRÁFICO 4.3 – GRÁFICO 4.3 - MINIMIZAÇÃO DA TEMPERATURA (a), TEMPERATURA MÍNIMA DA JUNÇÃO (b).....	84
GRÁFICO 4.4 – TEMPERATURA MÍNIMA DA JUNÇÃO E DA TEMPERATURA MÁXIMA DO AR INTERNO VARIANDO A POTÊNCIA.....	86
GRÁFICO 4.5 - A TRANSFERÊNCIA DE CALOR QUANDO VARIADO A DISTÂNCIA ENTRE FONTES GERADORAS DE CALOR COM RELAÇÃO AO EIXO (y).....	87

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 – PERDA DE VIDA ÚTIL COM E SEM VENTILAÇÃO FORÇADA.....	44
TABELA 3.1 – COORDENADAS (MM) TERMISTORES NO INTERIOR DO GABINETE - (GABINETE DE TELECOMUNICAÇÕES T0 À T16 E NA CÂMARA TÉRMICA T17 À T23).....	49
TABELA 3.2 – ESPECIFICAÇÃO PARA TESTES ESTACIONÁRIOS.....	52
TABELA 3.3 – VALORES PARA EQUAÇÃO DE MASSA, ENERGIA E ESPÉCIES...	60
TABELA 3.4 – APLICAÇÃO DO EQUACIONAMENTO.....	67
TABELA 3.5 – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS E FRAÇÕES DA TAXA DE FLUXO DE MASSA DE ENTRADA DE AR.....	71
TABELA 3.6 – LOCALIZAÇÃO E DIMENSÃO DOS COMPONENTES INTERNOS DO GABINETE DE EMPACOTAMENTO DE ELETRÔNICOS.....	72
TABELA 4.1 – RESULTADOS PACOTE DE TESTES 1.....	76
TABELA 4.2 – RESUMO DAS TEMPERATURAS MÉDIAS OBTIDAS DURANTE OS TESTES.....	77

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

ASME - American Society of Mechanical Engineers – Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos

COP - Coeficiente de Desempenho

DF - Diferenças finitas

CFD - Computational Fluid Dynamics - Dinâmica de Fluido Computacional

EF - Método de elementos finitos

EV - Elemento de volume

IPPE - Inverse Problem of Parameter Estimation – Problema inverso de estimativa de parâmetros

VF - Volumes finitos

MEV - Método de Elementos de Volume

PEBB - Power Electronics Building Blocks – Blocos de Eletrônica de Potência

LMH - Laboratório de Máquinas Hidráulicas

NPDEAS - Núcleo de Pesquisas e Desenvolvimento em Energia Autossustentável

LISTA DE SÍMBOLOS M

- A - área, m^2 , fator de frequência
- Ba - limite intrínseco da grandeza a
- c - calor específico, $J kg^{-1} K^{-1}$, centro
- d - diâmetro, m
- D - difusividade, $m^2 s^{-1}$
- e - espessura, m
- E - energia de ativação, J
- FF - fator de forma
- G - grandeza
- g - aceleração da gravidade, $m s^{-2}$
- H - altura, m
- h - coeficiente de convecção, $J m^2 K^{-1}$
- I - irradiação, $W m^2$
- k - condutividade térmica, $W m^{-1} K^{-1}$
- k - constante de ionização,
- L - comprimento, m
- m - massa, kg
- n - número de equações
- p - pressão, Pa
- Pa - limite de precisão da grandeza a
- Pr - número de Prandtl
- Q - calor, J
- R - relação estequiométrica, constante universal dos gases, $kJ kmol^{-1} K^{-1}$
- r - raio, m
- Ra - número de Rayleigh
- Re - número de Reynolds
- t - tempo, s
- T - temperatura, K
- U - coeficiente global de transferência de calor, $W m^{-2} K^{-1}$
- u - velocidade, $m s^{-1}$
- Ua - incerteza da grandeza a

v - velocidade, $m\ s^{-1}$
 V - Volume, m^3
 w - concentração, $g\ l^{-1}$
 W - trabalho, J
 Y - fração mássica
 z - zênite, rad

Símbolos Gregos

α - difusividade, $m^2\ s^{-1}$, absortividade, taxa de manutenção, s^{-1}
 β - coeficiente de expansão térmica e volumétrica, K^{-1}
 ε - emissividade, norma euclidiana, efetividade
 δ - espessura, m, declinação solar, rad
 ρ - Massa específica, $kg\ m^{-3}$
 Φ - campo escalar geral, latitude, rad
 ν - viscosidade cinemática, $m^2\ s^{-1}$
 σ - desvio padrão, constante de Stefan-Boltzman, $W\ m^{-2}\ K^{-4}$
 μ - taxa de crescimento, s^{-1}
 ψ - taxa de crescimento adimensional
 φ - umidade relativa

Sobrescritos

$\dot{}$ - taxa
 $\sim$ - adimensional
 $\rightarrow$ - vetor

Subscritos

a - área

av - média
b - fundo
conv - convecção
e - leste, equivalente, espessura
f - final, fluido
fan - ventilador
free - livre
gen - gerado
i - inicial, número do elemento de volume
ins - isolamento
j - posição da face do elemento de volume
ldg - comprimento do degasser, m
n - norte, vetor normal, convecção natural
s - sul, saturado
Sat - saturação
sky - céu
t - topo, total
v - vapor
w - oeste, parede
 $|\cdot|$ - valor absoluto
 $\|\cdot\|$ - norma Euclidiana
 $[\cdot]$ - concentração molar, mol L⁻¹
0 - inicial
 ∞ - ambiente

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	MOTIVAÇÃO.....	19
1.2	CONCEITOS BÁSICOS DE GERENCIAMENTO TÉRMICO.....	22
1.3	ORGANIZAÇÃO DA TESE.....	25
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1	GABINETE DE TELECOMUNICAÇÃO.....	26
2.2	ENGENHARIA DE SISTEMAS.....	29
2.3	MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	29
2.4	CLASSIFICAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	30
2.5	MODELO PARA GERENCIAMENTO TÉRMICO.....	35
2.6	ESTUDOS E AVANÇOS EM SIMULAÇÃO TÉRMICA RELACIONADOS COM O SISTEMA EM ANÁLISE.....	36
2.7	OBJETIVOS.....	46
2.8	OBJETIVO GERAL.....	46
2.9	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	46
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	47
3.1	OBTENÇÃO DE DOIS CONJUNTOS DE MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS EM GABINETES DE ACONDICIONAMENTO DE ELETRÔNICOS.....	47
3.2	MODELO MATEMÁTICO COM BASE NA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA	54
3.3	MÉTODO NUMÉRICO.....	68
3.4	AJUSTE E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO.....	70
3.5	OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA PARA MÁXIMA DISSIPACÃO DE CALOR A VOLUME FIXO	74
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	76
4.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	76
4.2	RESULTADO DO AJUSTE E VALIDAÇÃO DO MODELO.....	78
4.3	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL E OTIMIZAÇÃO.....	81
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	88
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	90
	APÊNDICES	98

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo será apresentado a Motivação os Conceitos Básicos de Gerenciamento Térmico e a Organização geral deste Tese.

1.1 MOTIVAÇÃO

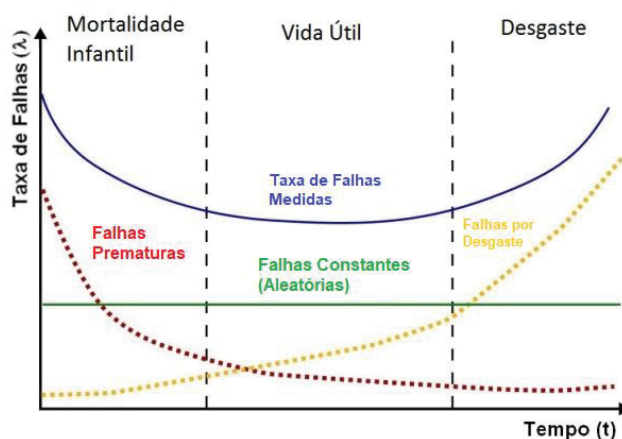
Na atual sociedade o processamento de dados é fundamental para que os sistemas funcionem, para comunicação entre outros. Para isso, o recurso da eletrônica é muito utilizado, e continuamente avança em termos de tecnologia, porém, devido a sensibilidade dos circuitos e sistemas de potência faz-se necessário a sua alocação e proteção.

Gabinets de telecomunicação são armários metálicos utilizados para comportar equipamentos eletrônicos, responsáveis pela recepção e transmissão de sinais telefônicos. Os mesmos são responsáveis pela proteção dos componentes instalados no seu interior contra toda ameaça externa, como intempéries do ambiente e vandalismo. O controle de umidade e temperatura também deve ser mantido sobre responsabilidade destes gabinetes. Assim, o design de armários de embalagem eletrônica pode ser classificado dentro da classe de projeto de engenharia de sistemas, devido a diversidade de sistemas em diferentes fases interagindo energeticamente dentro de um espaço geralmente muito limitado. O desempenho de sistemas eletrônicos de potência é altamente afetado pela temperatura de operação. Portanto, o gerenciamento térmico precisa ser considerado no estágio inicial do projeto. Tais equipamentos dissipam uma grande quantidade de calor por efeito Joule, o que demanda um sistema eficiente de remoção de calor desses gabinetes metálicos, uma vez que esses equipamentos não podem operar em temperaturas acima de 60 °C.

Castilhos (2017), retrata o modelo de Arrhenius o qual demonstra que a vida útil de um processador é afetada exponencialmente conforme o aumento de sua temperatura de operação. A existência de pontos quentes no processador resulta em uma maior taxa de falhas. Ainda segundo Bensoussan (2017), as falhas ocorrem por desgaste, falha catastrófica, sendo fatores preditores os elétricos ou mecânicos, porém todas são potencializadas devido ao mal gerenciamento térmico, restrições de

embalagem, fatores ambientais, as quais potencializam a falha de desgaste com relação ao aumento de temperatura.

GRÁFICO 1.1 – VARIAÇÃO DA TAXA DE FALHAS EM UM CHIP ELETRÔNICO



Fonte: Adaptado de Castilhos (2017) e Bensoussan (2017)

Atualmente existe alta demanda por serviços de telefonia, assim a quantidade de equipamentos por gabinete metálico aumentou consideravelmente. Esse aumento na quantidade de equipamentos fez com que a geração de calor por efeito Joule aumentasse significativamente dentro do gabinete. Isso faz com que os gabinetes demandem sistemas cada vez mais eficientes para remoção de calor, tais como trocadores de calor, ventiladores de exaustão e em casos extremos até sistemas de ar condicionado. A adição desses sistemas aumenta consideravelmente os custos de produção desses armários. Para reduzir os custos de fabricação ao projetar o sistema de remoção de calor e diminuir também o impacto ambiental, prioriza-se a maior eficiência possível.

Os semicondutores de potência, como transistores (IGBTs) lideram o mercado de conversores de energia (por exemplo, carros elétricos, trens, sistemas automatizados de fabricação, e geração de energia), mas a miniaturização e dispositivos com potência crescentes resultam em um fluxo de calor altamente notável. Por exemplo, os atuais IGBTs de veículos elétricos híbridos normalmente alcançam $100\text{--}150 \text{ W cm}^{-2}$, que em breve deverá ir além de 500 W cm^{-2} . Recentemente, Qian et al., 2018, concluíram que a estratégia de resfriamento IGBT deve ser baseada nos requisitos sobre a resistência térmica de junção e coeficiente de transferência de calor equivalente, que por sua vez dependem do posicionamento

do sistema e do fluxo de refrigerante dentro do pacote. Por exemplo, no trem Shinkansen da série 700, que remonta a 1997, as unidades conversoras/inversoras são Baseado em tecnologia IGBT, com unidades de potência elétrica de 1220 kW, com dimensões externas 3,25 m X 2,18 X 3 0,70 m, que é considerado um armário grande, que suporta altas correntes (~kA) e tensões (~20 kV AC). No entanto, os automóveis exigem gabinetes menores. A potência volumétrica dos inversores em veículos elétricos híbridos (HEVs) passou de 2.000 para 5.000 kW cm^{-3} em 2004 para 10.000 kW cm^{-3} em 2010, que foi cerca de 50 vezes maior do que o trem Shinkansen citado (NAKAYAMA W, SUZUKI O E HARA Y, 2009).

Muitos desenvolvimentos eletrônicos recentes requerem alta taxa de dissipação térmica. O gerenciamento térmico destes dispositivos é uma oportunidade de pesquisa entre as que mais precisam atenção da comunidade científica de transferência de calor, destaca-se: (1) acionamentos de motor integrados (IMDs) aumentam a densidade de potência, confiabilidade e eficiência, e são particularmente valiosos em aplicações aeroespaciais e automotivas, mas ainda não existem muitos estudos em conversor e máquina integrados em um único pacote, que exige um cuidadoso gerenciamento térmico e Projeto acoplado ao sistema IMD (ABEBE R, et al., 2015); (2) materiais de banda larga e arquiteturas para amplificadores de potência de radiofrequência especialmente na indústria aeroespacial exigem resfriamento no chip com estratégias alternativas de gerenciamento térmico, como o uso de substratos diamantados e impacto de jato microfluídico, que desencadeou uma nova era de soluções de embalagens térmicas (BAR-COHEN A, MAURER JJ AND ALTMAN DH, 2019); (3) eletrônica de potência, máquinas elétricas e baterias em espaços altamente restritos são obstáculos desafiadores a serem superados no problema térmico emergente de aeronaves totalmente elétricas, híbridas e turbo elétricas. O gerenciamento térmico, a modelagem do sistema e a simulação e otimização de aeronaves elétricas que incluem aspectos ambientais, de custo e os aspectos de segurança são atualmente um desafio em aberto (BRELJE BJ AND MARTINS JRRA, 2019); (4) ventiladores piezoelétricos mostraram-se ineficazes isoladamente, mas o desenvolvimento de vários conjuntos de ventiladores tem potencial para substituir os sistemas de refrigeração de eletrônica de potência existentes por menor consumo de energia, e continua a ser investigado (HALES A AND JIANG X, 2018); e (5) tubo de microaquecimento ultrafino, o qual é um novo tubo de calor, com formato plano capaz de fornecer alta taxa de dissipação de calor e tem sido amplamente aplicado em

sistemas eletrônicos portáteis e estudados cientificamente, mas propriedades hidrofílicas da superfície do pavio, novas formas de embalagem, estrutura interna e invólucros metálicos flexíveis são exemplos de desenvolvimento adicional necessário (TANG H, et al., 2018).

1.2 CONCEITOS BÁSICOS DE GERENCIAMENTO TÉRMICO

Motivado sobre a relevância do gerenciamento térmico, compreende-se que uma das formas de encontrar um sistema de remoção de calor com a maior eficiência possível é através da modelagem matemática, simulação e otimização do sistema de dissipação de calor. Comumente estes problemas são abordados de maneira complexa com metodologias que resultam em equações dependentes do espaço e tempo; por exemplo o CFD. Para tal é necessário computadores de grande capacidade de hardware. No entanto, mesmo em posse de computadores de alto potencial, apenas uma simulação em CFD pode levar algumas horas. Então quando o objetivo é a otimização, a qual opera a comparação do cruzamento das várias configurações das variáveis de projeto e processo tem-se um problema, pois a completa otimização pode levar dias, assim a inviabilizando.

Quando é grande o tempo necessário para avaliação de apenas uma configuração do sistema em análise, é possível concluir que pode ser inviável o processo de otimização via modelagem e simulação. Como já mencionado, mesmo com computadores de alto desempenho, formas de análises compostas a fim de analisar os fenômenos físicos dentro de engenharia de sistemas, trazem uma forma qualitativa que requer equações de menor complexidade (VARGAS; ARAKI, 2016).

Com isso, a exigência para avaliação direta da resposta do sistema ou simulação por computador de uma grande quantidade de configurações viáveis para diferentes conjuntos de parâmetros operacionais precisa ser resolvido de forma rápida e modelos suficientemente precisos. Surge então a necessidade de ferramentas de simulação mais rápidas, porém com modelos matemáticos que consigam representar os fenômenos físicos de maior relevância.

Modelos podem ser classificados a respeito de seu grau, sendo possível enquadrar duas categorias de forma a abordar o grau de complexidade, chamadas de modelos qualitativos e modelos quantitativos. O modelo qualitativo prevê tendências

de respostas, porém com baixa precisão dos locais de variáveis e valores absolutos. Já o modelo quantitativo prevê tendências de respostas e alta precisão de valores locais das variáveis (WOODS; LAWRENCE, 1997; VARGAS et al., 2001). Outra nomenclatura proposta por Shapiro (2003) é modelo de baixa ou alta ordem (low order, high order) que ainda pode ser apresentado como modelo concentrado ou distribuído (TRIVELATO, 2003; KAISER, 2004).

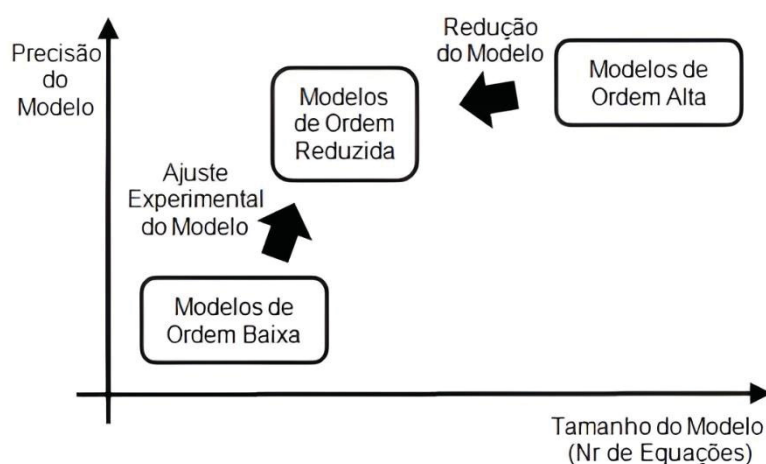
O método de elemento de volume (MEV) propõe ser capaz de realizar simulações através de modelos matemáticos com equações diferenciais ordinárias que não dependem do espaço, sendo apenas dependentes do tempo ou de equações algébricas. Trata-se de um modelo de ordem reduzida que combina princípios da termodinâmica, transferência de calor e massa e mecânica dos fluidos.

Modelos de ordem reduzida têm como característica boa precisão com tamanho razoável, ou seja, um modelo ajustado para oferecer os melhores resultados possíveis dentro de um menor conjunto de equações matemáticas, quando comparado a modelos de alta ordem, assim visando melhores resultados dentro de menores tempos de processamento (VARGAS; ARAKI, 2016).

Modelos matemáticos de alta ordem consideram maior quantidade de fenômenos físicos, e normalmente utilizam-se de equações diferenciais parciais de ordem mais alta. Evidentemente, estes modelos apresentam as melhores precisões em respostas. Já os modelos de baixa ordem são compostos por equações diferenciais parciais ou ordinárias de menor ordem. A geração e refino da malha são diretamente afetados por este conceito devido à discretização do sistema no espaço, onde pode haver dependência do espaço e tempo ou apenas do tempo (DILAY, 2013).

É possível obter um modelo de ordem reduzida através da estimativa de parâmetros. Se o sistema físico já existe, coleta-se os dados experimentais e compara-os com os obtidos em simulação computacional e então é possível adequar o modelo matemático através das respostas reais. Essa abordagem facilita a consideração apenas dos fenômenos físicos no modelo matemático que mais influenciam naquele sistema. Assim sendo, modelos de ordem reduzida combinam boa precisão de resposta com equações matemáticas mais simples que modelos de alta ordem. Modelos de ordem reduzida reduzem em apenas ~ 5% a precisão da simulação computacional se comparado com modelos de alta ordem (RIGATTI, 2017).

FIGURA 1.1 – RELAÇÃO ENTRE PRECISÃO E TAMANHO DO MODELO MATEMÁTICO



Fonte: Vargas; Araki (2016)

A Figura 1.1 apresenta visualmente a classificação dos modelos em relação ao seu tamanho e precisão de resposta. Nota-se nos modelos de Ordem Reduzida um crescimento exponencial da precisão aliado a um pequeno aumento no número de equações, ou seja, seu tamanho, quando comparado com modelos de Ordem Baixa. Novamente fica clara a assertividade na escolha por modelos de Ordem Reduzida, quando o objeto é reduzir o tempo de processamento computacional e garantir precisão de resposta.

Com base na revisão bibliográfica, a crescente demanda por alta densidade de potência (alta potência e tamanho pequeno) no poder eletrônico devido a novos desenvolvimentos de tecnologias emergentes justifica a reavaliação técnica de soluções típicas de gerenciamento térmico conhecidas. Nesse contexto, armários de embalagem de eletrônicos foram adotados por muitos anos, mas agora requerem mais desenvolvimento científico para que taxas de transferência de calor mais altas possam ser extraídas do mesmo equipamento que eles abrigam, por exemplo, distribuindo de maneira ideal os equipamentos dissipadores de calor no interior do gabinete e combinando as estratégias de gerenciamento térmico discutidas aqui.

1.3 ORGANIZAÇÃO DA TESE

A tese está organizada a partir da contextualização e motivações descritas neste Capítulo 1. O Capítulo 2 contém a revisão bibliográfica. O Capítulo 3 apresenta a coleta experimental de pacote de dados, modelagem matemática para sistemas de acondicionamento de eletrônicos, utilizando o método de elementos de volume (MEV), proposto por Vargas et al. (2001), bem como apresenta os métodos utilizados para ajuste, validação do modelo e método de otimização para máxima dissipação de calor. O Capítulo 4 apresenta os valores experimentais, bem como apresenta o resultado dos ajustes e validações, e as configurações de posicionamento da fonte de geração de calor no gabinete para máxima dissipação de calor. Finalmente, o Capítulo 5 apresenta as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Este capítulo é responsável pelo estudo bibliográfico desta Tese.

2.1 GABINETE DE TELECOMUNICAÇÃO

Gabinetes de telecomunicação são armários metálicos utilizados para comportar equipamentos eletrônicos, responsáveis pela recepção e transmissão de sinais telefônicos. Sendo assim, também são responsáveis pela proteção dos componentes instalados no seu interior contra toda ameaça externa, como de mudanças climáticas, chuva, vento, animais entre outros. Consequentemente o controle de umidade e temperatura também deve ser mantido sobre responsabilidade destes armários. O interesse de uma ferramenta computacional viável para simulação do comportamento térmico para diferentes parâmetros de projeto e operação a diversificados sistemas é de grande importância. Aliado a isto, existem poucos desenvolvimentos científicos com esta especificidade de agregar precisão na resposta com baixo tempo computacional. Dessa forma é notório a grande demanda mercadológica e científica neste assunto.

Meng et al. (2015) define que armários exteriores são usados para abrigar muitas formas de equipamentos eletrônicos, podendo abrigar desde baterias até equipamentos de telecomunicações.

São dois os objetivos de se utilizar armários metálicos, sendo inicialmente fornecer espaço físico de armazenamento e em segundo, proteger os equipamentos eletrônicos de condições ambientais adversas. Como normalmente os equipamentos eletrônicos geram quantidades consideráveis de calor quando estão ligados, os gabinetes necessitam de um sistema de gerenciamento térmico apropriado para garantir a temperatura aceitável de operação (MENG et al., 2015).

A variabilidade física e também das condições de operação determinam fatores de projeto, sendo então necessário o conhecimento das respostas térmicas do sistema, antes de seu desenvolvimento final.

O conceito de gerenciamento de redes de telecomunicações vem sofrendo alterações. Antes coexistiam pequenos grupos de gabinetes com alto número de

usuários por gabinete. Hoje a tendência é diminuir o número de usuários por gabinete aumentando o número de gabinetes (CAMPOS, 2004).

Esta tendência favorece a manutenção e correção de falhas, diminuindo o número de usuários afetados, também possibilitando maior customização nas linhas e um maior controle nos parâmetros onde isto se faz necessário (RIGATTI, 2018).

Todo sistema requer energia para desempenhar trabalho. No entanto, de acordo com a segunda lei da termodinâmica, sempre existem perdas. Nos gabinetes eletrônicos um dos maiores contribuintes para ineficiência neste sistema é o aumento excessivo na temperatura. Para isso, uma das ações plausíveis é a melhora na capacidade de transferência de calor interna do gabinete com o ambiente externo, uma vez que, os equipamentos eletrônicos aquecem no interior do gabinete em consequência do efeito Joule. Como resultante do aumento excessivo da temperatura nos componentes eletrônicos, tem-se a menor eficiência e até mesmo a falha do componente por excesso de temperatura em condições extremas de pico ou ciclo. Um exemplo para falha de pico de temperatura é a própria deterioração dos materiais, por exemplo o derretimento dos componentes mais sensíveis. Na prática, um exemplo muito comum está associado ao isolamento de um condutor, que pode vir a falhar acarretando em rompimento do próprio condutor ou até mesmo o curto circuito entre condutores. Na falha cíclica devido ao alto delta de temperatura, tem-se a dilatação dos componentes que em contrapartida ao ser desligado, a temperatura diminui e assim estes mesmos componentes tendem a contrair. Esta dilatação e posterior contração associada a um número muito grande de ciclos acarreta na falha por fadiga mecânica dos materiais que formam cada componente eletrônico (RIGATTI, 2018).

Conhecido estes desafios, há ainda uma tendência natural em reduzir o tamanho total dos gabinetes eletrônicos, o que dificulta ainda mais a transferência de calor.

A necessidade em conceber equipamentos para empacotamento de eletrônicos menores motiva estudos nesta área, onde o aumento da transferência de calor é o objetivo a ser atingindo e nestes casos com maiores desafios devido às dimensões menores dos novos equipamentos. Visa-se agrupar (empacotar) o maior número de circuitos, cabos, baterias, componentes eletrônicos em geral em um espaço limitado, com um fluido refrigerante compreendendo todo o restante do espaço de maneira a manter sob controle a temperatura, e que esta não ultrapasse o valor máximo delimitado pelo projeto (CAMPOS, 2004). Além de garantir a melhor

transferência de calor com maior número de componentes no interior dos armários cada vez menores, é interessante entender os pontos com maior ou menor temperatura dentro do sistema, desta forma possibilitando a realocação dos equipamentos a fim de homogeneizar a temperatura.

Com isso é imprescindível melhorar a eficiência destes sistemas. Através da otimização computacional é possível abordar o sistema com modelos matemáticos capazes de simular e testar todos os parâmetros possíveis em favor de encontrar a melhor configuração. O domínio da termodinâmica, transferência de calor e massa e mecânica dos fluidos, é a maneira concreta de abordar todos os fenômenos físicos reais de maior relevância.

O objetivo é prever as condições de operação dos equipamentos para encontrar o campo de temperaturas e de umidade relativa no seu interior, sendo desta forma possível manter parâmetros adequados (VARGAS; ARAKI, 2016).

Por isto estudos focados em técnicas para transferência de calor nestes equipamentos eletrônicos se caracterizam com um aspecto fundamental e de grande relevância nos últimos anos (PETERSON; ORTEGA, 1990; BAR-COHEN; KRAUS, 1990). O conhecimento dos gradientes de temperatura possibilita o controle mais aprofundado do que realmente acontece no interior destes gabinetes, facilitando assim a redução de tamanho; pois é possível simular antecipadamente a interação entre os componentes e assim relacionar a menores distâncias possíveis entre eles e que ainda haja quantidade de fluido refrigerante suficiente para transferir o calor gerado e manter a temperatura dentro dos valores estabelecidos em projeto.

Bar-Cohen e Rosehnow (1984) reportam uma distância ideal para placas planas na vertical, para casos de resfriamento por convecção natural. Posteriormente o mesmo foi investigado por Kim et al. (1991), Anand et al. (1992) e Bejan (1995).

No entanto todas as considerações citadas devem ser abordadas visando o sistema como um todo, a fim de encontrar respostas mais rápidas e com informações globais referentes à transferência de calor. Para isto, é necessário recorrer à abordagem de engenharia de sistemas.

2.2 ENGENHARIA DE SISTEMAS

Tradicionalmente os problemas de engenharia são tratados de maneira especializada, onde cada equipamento que compõe um sistema é projetado de maneira independente do resto do sistema. Por exemplo, em um navio a turbina de propulsão é projetada independentemente do sistema de condicionamento de ar, porém quando esses equipamentos são acondicionados e operam juntos dentro de um navio há uma interação entre esses componentes, pois ambos estão operando próximos um do outro e afetando-se termicamente. Para avaliar de forma mais rápida a interação entre os componentes de um sistema complexo pode-se utilizar a abordagem de engenharia de sistemas.

Busca-se na fase de desenvolvimento preliminar de um sistema, relacionar as necessidades do usuário e funcionalidades especificadas que se deve atingir, assim concebendo a síntese de projeto e a etapa de validação para abordar o problema como um todo simultaneamente relatando dados dos requisitos de forma sistemática (HONOUR, 1998).

Por isso vale evidenciar que engenharia de sistemas utiliza um conjunto de ferramentas que incluem modelagem e simulação (SAGE, 1992), assim auxiliando a abordagem de forma interdisciplinar do conjunto, utilizando ferramentas e métodos atuais possibilitando antecipar resultados para melhor conhecimento do projeto já na fase do planejamento.

2.3 MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Antecipadamente ao uso de ferramentas de simulação computacional é necessária a modelagem matemática.

Compreende-se que modelagem matemática busca abordar a complexidade do sistema através de um equacionamento matemático adequado que permita representar de maneira satisfatória o comportamento de sistema físico durante seu ciclo, estado estacionário, transiente ou ambos. Consequentemente a modelagem matemática, parte-se para a simulação computacional, assim, diminuindo despesas nas fases de projeto, pois desta forma é possível obter respostas de vários tipos de

configurações do projeto, optando então pelo que mais se aproximará das necessidades estabelecidas (DILAY, 2013).

Atualmente os computadores evoluíram de forma significativa, no entanto o sucesso da simulação computacional ainda depende da modelagem matemática, em outras palavras, mesmo com excelentes computadores, a complexidade de muitos sistemas ultrapassa, em muito, a capacidade de processamento computacional, então, tornando-se importante a correta construção dos modelos matemáticos onde somente os fenômenos realmente importantes são representados.

Sistemas complexos contém grande quantidade de componentes; e um modelo matemático capaz de representar fielmente os fenômenos ali envolvidos acaba por se tornar também complexo, desta forma, inviabilizando a simulação computacional quando o objetivo é encontrar respostas rápidas (RIGATTI, 2018).

Quando é grande o tempo necessário para avaliação de apenas uma configuração do sistema em análise, é possível concluir que pode ser inviável o processo de otimização via modelagem e simulação. Como já mencionado, mesmo com computadores de alto desempenho, formas de análises compostas a fim de analisar os fenômenos físicos dentro de engenharia de sistemas, trazem uma forma qualitativa que requer equações de menor complexidade (VARGAS; ARAKI, 2016).

Tendo em vista esse problema é necessário sempre que o sistema for demasiadamente complexo uma simplificação das equações do modelo matemático utilizado em engenharia de sistemas, porém essa simplificação deve ser capaz de resultar em simulações quantitativas adequadas ao sistema. Tendo estabelecido isto, pode-se então classificar tipos de modelos matemáticos.

2.4 CLASSIFICAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Os modelos podem ser classificados a respeito de seu grau, preliminarmente pode-se enquadrar duas categorias de forma a abordar o grau de complexidade, chamadas de modelos qualitativos e modelos quantitativos. O modelo qualitativo, prevê tendências de respostas, porém com baixa precisão dos locais de variáveis e valores absolutos. Já o modelo quantitativo prevê tendências de respostas e alta precisão de valores locais das variáveis (WOODS; LAWRENCE, 1997; VARGAS et al., 2001). Classificação semelhantes definem o modelo como sendo de baixa ou de

alta ordem (low order, high order) segundo Shapiro (2003), que também pode ser apresentado como modelo concentrado ou distribuído (TRIVELATO, 2003; KAISER, 2004).

Modelo de alta ordem utiliza-se de equações diferenciais parciais (SHAPIRO, 2003), com isso tem-se maior precisão nos resultados, porém de forma a necessitar maior tempo computacional. Modelos de baixa ordem utilizam-se de equações diferenciais parciais ou ordinárias, esta última de menor ordem (VARGAS; ARAKI, 2016).

Também uma maneira satisfatória de obter um modelo de ordem reduzida é através da estimativa de parâmetros. Quando o sistema físico já existe, é possível coletar os dados experimentais e compará-los com os obtidos em simulação e a partir deste ponto adequar o modelo matemático através das respostas reais, facilitando assim a consideração no modelo apenas dos fenômenos que mais influenciam naquele sistema.

Dessa forma, modelo de ordem reduzida combina boa precisão de resposta com equações matemáticas mais simples que os modelos de alta ordem. Este tipo de modelo vem sendo usado frequentemente e com resultados satisfatórios em simulações de engenharia de sistemas. Um modelo de ordem reduzida, reduz em pouco a precisão da simulação, novamente se comparado com modelos de alta ordem.

Basicamente modelos de alta ordem consideram maior quantidade de fenômenos físicos, e como já relatado, normalmente utilizam-se de equações diferenciais parciais de ordem mais alta. Por isso o nome de ordem alta. Evidentemente que estes modelos apresentam as melhores precisões em respostas. Já os modelos de baixa ordem são compostos por equações diferenciais parciais ou ordinárias de menor ordem, daí surge a descrição de modelos de baixa ordem. A geração e refino da malha é diretamente afetada por este conceito devido a discretização do sistema no espaço, onde pode haver dependência do espaço e tempo ou apenas do tempo (DILAY, 2013).

A diferença entre o tempo utilizado na simulação é demasiadamente maior no modelo mais complexo. Então o desafio neste quesito é encontrar um modelo que seja suficientemente capaz de apresentar repostas satisfatórias e ao mesmo tempo simples ao ponto de não requerer tanto esforço computacional. Como já mostrado anteriormente, sabe-se que é possível através de modelos de ordem reduzida atingir

este objetivo, ou seja, tempos de processamento muito menores e respostas com precisão aceitável, por exemplo, possibilitar a descoberta de pontos mais quentes do sistema, com rapidez suficiente para permitir alto número de simulações em um único dia.

Dentre os modelos de ordem reduzida podem ser destacados os modelos matemáticos que utilizam o MEV. Seguindo esta metodologia no campo térmico com o intuito de obter respostas verdadeiras com os modelos Vargas et al. (2001), Ordonez et al. (2008), Dias et al. (2009), Vargas et al. (2012) e Dilay et al. (2013) investigaram previamente modelos físicos simplificados em circuitos eletrônicos empacotados, sendo neste caso o domínio de interesse discretizado nas três dimensões espaciais. Fazendo uso de um esquema de volumes finitos com células centradas como base, e então análises regidas pelos princípios da termodinâmica clássica e transferência de calor foram devidamente aplicadas.

Sendo assim, com estas análises físicas fica possível conceber um modelo com equações diferenciais ordinárias em relação ao tempo. De modo a quantificar as interações energéticas entre as células em relação ao tempo e ao espaço, considerando temperaturas e umidades relativas a fim de delimitar a malha, correlações empíricas e analíticas já existentes são usadas para obter grandezas físicas necessárias para a convergência do modelo.

Esta forma de abordar o problema foi caracterizada como um modelo dinâmico tridimensional de ordem reduzida e recebeu o nome de modelo de elementos de volume (MEV) proposto por Vargas et al. (2001).

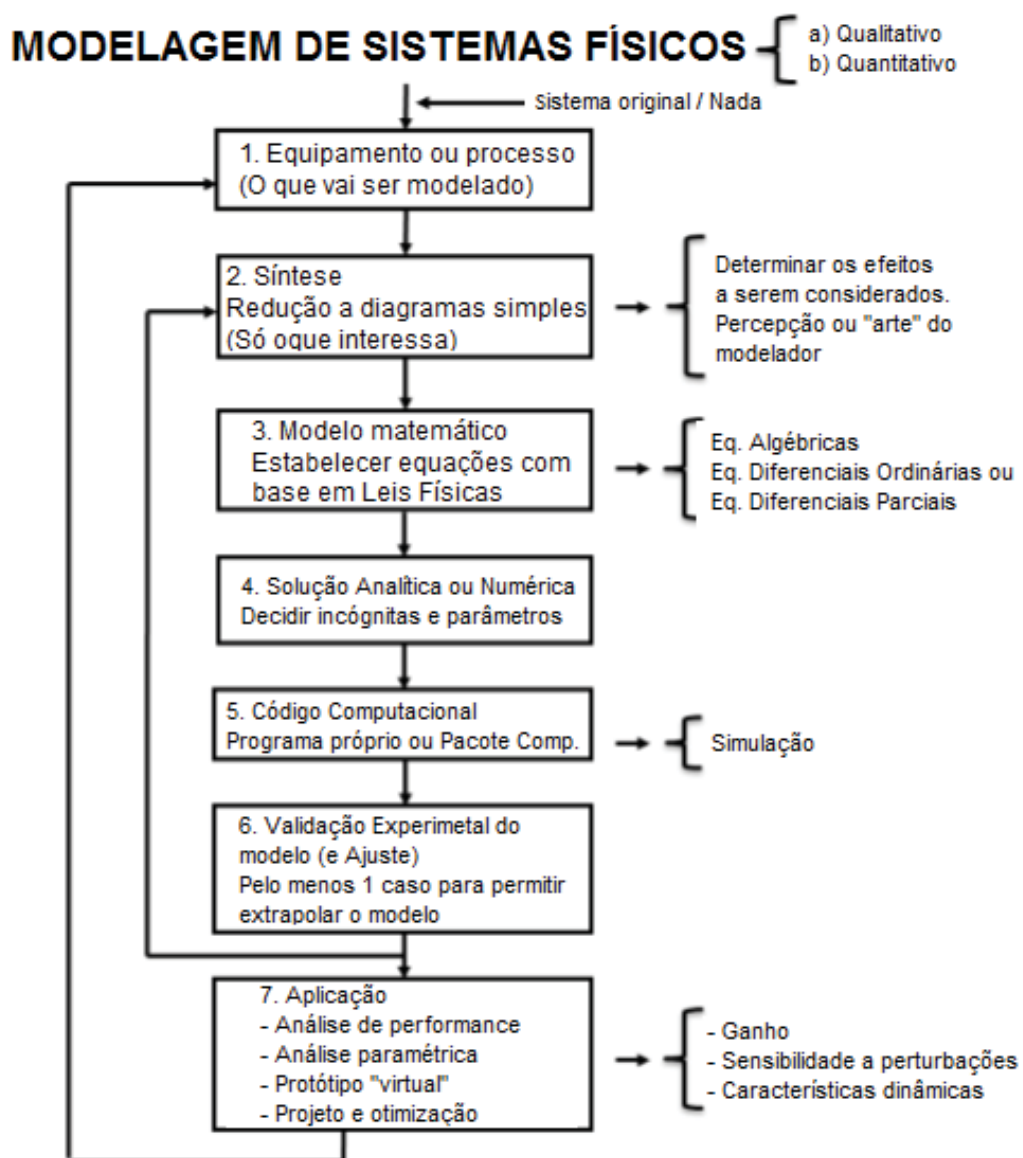
Há outra forma de abordar o mesmo problema com um modelo de ordem reduzida. Trata-se de modelos zonais, no entanto estes modelos requerem alta experiência do analista responsável pelo desenvolvimento do modelo, uma vez que neste caso é exigido que a conexão entre as células e interfaces sejam feitas de modo manual, e também deve ser compreendido antes de iniciar as definições do modelo como o escoamento irá se comportar no domínio desejado (SONG; MURRAY; SAMMAKIA, 2013).

Sage (1992) já relatava que conforme as ferramentas de projeto normalmente empregadas não atendem de forma coerente a necessidade, surgem métodos capazes de abordar apenas os fatores mais relevantes do projeto e que terá o maior impacto no resultado final.

O (MEV) busca combinar interdisciplinarmente metodologias já dominadas para formar um modelo de ordem reduzida, intermediário, porém mantendo uma confiabilidade e precisão satisfatória para auxiliar no desenvolvimento inicial do projeto, contribuindo para análises preliminares sem grandes capacidades computacionais ou alto tempo de processamento (VARGAS; ARAKI, 2016).

Após as considerações iniciais, deve-se abordar uma metodologia correta para iniciar a modelagem em si. A Figura 2.1 retrata uma maneira lógica e temporal que vem sendo adotada por vários pesquisadores na área de engenharia de sistemas (WOODS; LAWRENCE, 1997; VARGAS et al., 2001).

FIGURA 2.1 – FLUXOGRAMA PARA MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMAS FÍSICOS



Fonte: Woods; Lawrence, (1997); Vargas et al., (2001)

O fluxograma da Figura 2.1, busca melhorar a metodologia proposta para modelagem e simulação de sistemas (WOODS; LAWRENCE, 1997; VARGAS et al., 2001). Basicamente orienta o modelador a raciocinar em tópicos fundamentais referentes ao modelo, assim fazendo-o considerar cada ponto da análise.

O modelador ao se deparar com o modelo deve iniciar verificando qual a classificação ou ordem do modelo desejado e se o estudo proposto já foi analisado ou é algo hipotético. Posteriormente uma síntese é elaborada a fim de verificar as hipóteses a serem empregados ao modelo, buscando a melhor maneira de obtê-las de forma pertinentes e que levem em consideração todos os fenômenos físicos envolvidos no projeto.

Essas hipóteses visam simplificar o modelo matemático sempre que possível. Nesta etapa o conhecimento do modelador é fundamental, e faz-se necessário o entendimento e conhecimento correto do sistema, pois só assim é possível elaborar um modelo simplificado e capaz de obter respostas satisfatórias ao mesmo tempo. No terceiro momento, tendo como bagagem o desenvolvimento dos passos citados anteriormente, cria-se o modelo matemático em si, resultando em equações diferenciais ordinárias ou parciais e equações algébricas. Então já com as equações em mãos, decidem-se os parâmetros e incógnitas do modelo matemático a fim de verificar se é possível uma solução analítica, pois caso o modelo não for resolvido analiticamente deve-se então buscar uma solução numérica capaz de realizar a convergência (VARGAS; ARAKI, 2016).

Compreendido que o modelo matemático irá ser solucionado numericamente, é necessária a escolha do código computacional pelo modelador.

Com as EDO's transiente formuladas para cada EV específico, é então executada a integração das equações simultaneamente. Neste ponto, utilizando condições iniciais conhecidas para as variáveis de integração, o sistema de equações transientes é integrado explicitamente no tempo usando o método de passo adaptativo Runge-Kutta de quarta-quinta ordem para resolução (KINCAID; CHENEY, 1991).

O passo no tempo, é ajustado automaticamente, conforme estabelecido o erro de truncamento local, este que deve ficar abaixo da tolerância especificada delimitada para o caso (CAMPOS, 2004).

Posteriormente, conforme o fluxograma apresentado, e já com o modelo solucionado, inicia-se a fase de ajuste e validação. Nesta etapa procura-se verificar a precisão dos resultados e posteriormente o uso prático (VARGAS; ARAKI, 2016). Sem

à aplicação prática, o modelo matemático não teria utilidade alguma na abordagem desta tese.

O modelo deve então ser aplicado ao processo ou equipamento, a fim de obter dados para análise paramétrica, dinâmica e de desempenho, sempre verificando se o objetivo inicial está sendo atendido e se os dados obtidos realmente atendem a necessidade imposta. Se o resultado for satisfatório, compreende-se que o modelo está adequado, porém se insatisfatório, o modelador deve voltar às primícias desta análise e recomeçar (VARGAS; ARAKI, 2016).

2.5 MODELO PARA GERENCIAMENTO TÉRMICO

Já em modelos para gerenciamento térmico o sistema onde será elaborado o gerenciamento térmico é o gabinete de telecomunicação, mais especificamente um armário metálico que acondiciona equipamentos eletrônicos. As dimensões e os aspectos físicos do gabinete são conhecidas, assim como a taxa de calor gerada pelos equipamentos.

O problema se resume em calcular o campo de temperatura e umidade relativa dentro deste armário (DILAY, 2013). Com intuito de maximizar a transferência de calor para reduzir a temperatura interna do armário, usando o método de elementos de volume (RIGATTI et al., 2017).

Para sistemas onde envolve-se o gerenciamento térmico, a abordagem mostrada no tópico 2.3 é válida igualmente para encontrar um modelo suficientemente capaz de fornecer o perfil de temperatura, mostrando novamente a grande variabilidade de aplicação deste tipo de método. No entanto, não é diferente também a compreensão correta das particularidades envolvendo os fenômenos físicos, só assim é possível o modelador atingir seus objetivos em qualquer área que deseje aplicar esta metodologia.

O mau gerenciamento térmico pode evidentemente levar a um evento inesperado e, em último caso, à falha mecânica ou elétrica dos sistemas (SOMAN; DAVIDSON; MCARTHUR, 2009).

Para encontrar a máxima eficiência global de um sistema de acondicionamento de eletrônicos através de simulações computacionais são necessários modelos térmicos confiáveis, que permitam a otimização coerente. Uma vez que estes tipos de

equipamentos (ex. gabinete eletrônico) dissipam quantidades significativas de calor, desta forma, o desempenho do sistema é dependente também destes grandes transientes térmicos. Por isso, busca-se estratégias de gerenciamento térmico satisfatório a fim de evitar falhas decorrentes da temperatura excessiva. O correto conhecimento do campo de temperatura do equipamento é fundamental para o controle das tensões termomecânicas, uma vez, que estas são extremamente deletérias ao equipamento como um todo (DILAY, 2013).

No decorrer do tempo, outras formas de abordagem surgiram, visando simplificar a busca por resultados, pois até então as respostas eram obtidas a custo de grande trabalho, sendo este custo, computacional e de tempo. Um exemplo é a operação do método dos elementos finitos (MEF). Conforme Bagnoli et al. (2011) e Yang e Chen (2011), ficou evidenciada a necessidade de modelos intermediários, principalmente tratando do comportamento dinâmico e não mais estacionário de acondicionamento de eletrônicos.

Visto isto, é possível afirmar a relevância da aplicação do (MEV) em sistemas complexos, ao exemplo de modelos de gerenciamento térmico, em regime estacionário e principalmente transiente é viável. Desta forma, é necessário criar uma ferramenta utilizando o (MEV), capaz de fornecer repostas rápidas e com precisão aceitável. Ao aplicar esta ferramenta em sistemas reais, terá possibilidade de auxiliar nas tomadas de decisões, com intuito de obter resultados preliminares, tanto nas fases de projeto quanto em fases de operação (RIGATTI, 2018).

2.6 ESTUDOS E AVANÇOS EM SIMULAÇÃO TÉRMICA RELACIONADOS COM O SISTEMA EM ANÁLISE

A fim de delimitar um registro histórico, em 1971, James K. Tierney e Eugene Koczkur abordaram o assunto sobre um gabinete totalmente fechado com equipamentos eletrônicos dissipando calor em seu interior. Basicamente, o estudo se baseava na transferência de calor do gabinete. O procedimento compreendeu em coletar dados experimentais de um gabinete que em seu interior continha fontes elétricas geradoras de calor para simular o aquecimento de equipamentos eletrônicos. Compreendeu-se que abaixo das fontes a temperatura era menor, e que melhorando a emissividade das paredes do gabinete a temperatura tenderia a diminuir. Também

se observou que em determinados níveis de potência a temperatura do ar interno e da parede do gabinete tenderiam a se manter constantes. Assim sugerem que a parte superior horizontal é a região de melhor troca de calor do sistema. Sugerem ainda a tentativa de diminuir a temperatura da parede do gabinete, pois esta afeta a temperatura do ar interno. Dessa forma, fica claro que estas recomendações foram assertivas. No gabinete utilizado nesta tese os ventiladores estão instalados na parte superior horizontal, também as paredes são duplas com 16 mm de espessura total no gabinete para auxiliar no controle da temperatura interna.

Goldstein et al. (2002), efetuaram uma revisão onde foram abordados os métodos de transferência de calor e suas particularidades. No mesmo trabalho escreveram sobre alguns tipos de sistemas de troca de calor; abordando a termodinâmica relatam que a combinação termodinâmica ótima entre dois fluxos em diferentes temperaturas é determinada pela maximização da geração de energia associada unicamente à transição de fluxo para transmissão. Também destacam alguns problemas relevantes como o trabalho máximo produzido em um sistema termodinâmico no tempo finito, o trabalho mínimo a ser feito para transformar um sistema de equilíbrio em vários subsistemas e a potência máxima obtida em um tempo finito. Assim falam que cogeração de várias formas de energia em um único equipamento dependerá dos parâmetros termodinâmicos do sistema. Porém muito relevante ao trabalho desta tese, eles mencionam que uma análise de dinâmica dos fluidos fornece uma visão útil dos processos de transferência de calor em sistemas eletrônicos.

Alaoui e Salameh, em 2005, estudaram uma maneira de garantir a temperatura correta nos compartimentos de bateria de um veículo elétrico ou híbrido. Eles relatam o quão importante para a operação segura e um ótimo desempenho das baterias é a correta temperatura, também é associado o conforto térmico na cabine do veículo, ou seja, no compartimento dos passageiros. Este artigo tratou sobre o projeto, fabricação e teste de um novo sistema de gerenciamento térmico para veículos elétricos/híbridos. Para tal, utilizaram bombas de calor de efeito Peltier. Eles relatam que no caso das baterias, não é apenas o calor excessivo, mas a baixa temperatura também afeta o funcionamento. Separaram o artigo em três partes: na primeira discutem a influência da temperatura na eficiência das baterias, já na segunda parte apresentam algumas maneiras de tratar a gestão térmica deste tipo de sistema, também relatam as vantagens e desvantagens de cada técnica. Por fim, descrevem e avaliam o sistema

utilizado, no caso, bombas de efeito Peltier. Com o sistema proposto, eles obtiveram 52 °C de temperatura máxima e 9,5 °C para mínima, também relatam o Coeficiente de Desempenho (COP) e concluem que este tipo sistema foi satisfatório para a necessidade proposta, tem vida útil longa, encontra-se em estado sólido, não se utiliza de reações químicas, por isso, segundo os autores é mais confiável, são leves e com baixo custo de manutenção. Ainda indicam que o sistema é mais eficiente quando usado para refrigeração e menos para aquecimento. Quanto ao modelo foi possível atingir o resultado esperado.

No artigo de Andresen e Liserre (2014) é relacionado o projeto de sistemas térmicos com o gerenciamento térmico, ressaltam que o formato destes sistemas está totalmente relacionado com o controle térmico e que sempre é imposto um grau de segurança em relação ao tamanho do equipamento para melhor troca de calor. Os autores propõem que o uso do correto gerenciamento térmico reduz as perdas, sem violar as restrições térmicas. É sugerido o uso de um sistema de gerenciamento térmico não apenas para reduzir as falhas relacionadas com a temperatura limite, mas também para obter uma redução de perdas em condições transitórias. Os autores observaram analiticamente o ciclo térmico de um inversor e destacam como condições de operação diferentes alteram significativamente a temperatura. São demonstrados também exemplos práticos de como o sistema de gerenciamento térmico pode controlar as perdas e reduzir o estresse térmico. Por fim concluem como o sistema de gerenciamento térmico permite a redistribuição dos equipamentos e a redução de perdas, assim possibilitado a otimização de equipamentos eletrônicos sem afetar a eficiência do sistema. Este estudo tem abrangência direta em alguns pontos relacionados a este projeto de tese, onde em alguns momentos os autores buscam a melhor configuração do sistema através da observação dos gradientes térmicos. Para este tipo de abordagem, uma ferramenta de simulação térmica eficaz e rápida serviria de total auxílio para encontrar os resultados que os autores buscaram.

Já observando a aplicação do MEV, o artigo de Ordonez et al. (2008), apresenta um modelo matemático geral elaborado através do (MEV), combinando princípios de termodinâmica clássica e transferência de calor aplicado em navios totalmente elétricos e compartimentos que contêm equipamentos eletrônicos no interior gerando calor. As equações diferenciais tridimensionais resultantes são discretizadas no espaço usando um volume centrado em células. A simulação foi elaborada em estado estacionário para os dois casos apresentados no artigo. Para atingir a convergência a

malha elaborada foi relativamente grosseira, sendo em torno de 175 a 320 EV em ambas as análises. Com isso obteve baixo tempo de processamento e precisão satisfatória, caracterizando assim o modelo como eficiente para o estudo proposto.

Em Dilay et al. (2013), utilizando a mesma abordagem do (MEV), em um caso apenas para armazenamento de eletrônicos, novamente o modelo simplificado proposto pelo método se mostrou eficaz, dentro de sua proposta.

Já o artigo de Dilay et al. (2014) que aborda o (MEV) em diferentes sistemas (engenharia de sistemas), inclusive em armazenamento de eletrônicos, é a referência de grande relevância e compatibilidade geral com a ideia apresentada nesta tese. O mesmo aborda as equações gerais aqui utilizadas, as particularidades do (MEV) e inclusive a geração de malha. Assim, como nos outros estudos, todos os modelos apresentam o pensamento lógico de elaboração da modelagem através do método proposto.

Em resumo, foram obtidas respostas com refinamento satisfatório de malha, ao exemplo do gabinete de empacotamento de eletrônicos, este atingiu convergência em estado estacionário com 2000 EV.

Vargas et al. (2014), tornaram pública a aplicação do (MEV) em processos de obtenção de Hidrogênio através de microalgas, mais uma vez obtendo sucesso com a aplicação da metodologia do método de elementos de volume na modelagem matemática, em estado transiente, tendo como dependência à temperatura no meio de cultivo das microalgas. Uma malha de 6048 elementos foi capaz de atingir a convergência neste caso.

Por fim Yang et al. (2015) também elaboraram um artigo com o uso do (MEV) aplicado para o gerenciamento térmico de navios, no entanto dando atenção a estratégias para geração de malhas, capazes de atingir melhor rendimento computacional com precisão.

Ao final da pesquisa é afirmado a versatilidade possível de aplicação do método (MEV) em vários tipos de sistemas, até mesmo sendo utilizado em sistemas vivos. Constatou-se a precisão das respostas através das validações experimentais, comprovando também as vantagens relacionadas ao tempo e menor capacidade computacionais exigida, conforme exposto no referencial teórico.

Outrora não foram encontrados estudos da aplicação do (MEV) em gabinetes de telecomunicação, assim, justificando a importância do estudo proposto nesta tese.

Com este fica possível ter uma ferramenta validada experimentalmente capaz de simular os perfis de temperatura no interior de gabinetes de telecomunicações.

Meng et al. (2015) escreveram sobre o gerenciamento térmico de um gabinete acondicionador de baterias. Basicamente foi elaborado uma forma de gerenciamento térmico e simulado em CFD. Os resultados experimentais também foram coletados com intuito de validação. Os resultados encontrados na simulação ficaram dentro de uma margem de erro de 5% se comparado com os valores experimentais. O objetivo é muito similar com o desta tese, encontrar uma ferramenta de simulação computacional, a fim de posteriormente poder auxiliar na melhor configuração do sistema, no caso deles, a melhor configuração de alocação das baterias dentro do armário que permita agrupar o máximo de baterias sem exceder a temperatura limite. A diferença deste artigo é a utilização de práticas comuns de abordar este problema ao exemplo do CFD, sem ter como objetivo aperfeiçoar a própria ferramenta de gerenciamento térmico, ou utilizar-se de metodologias que atendem mais as necessidades de projeto.

No trabalho de Rossetti, Minetto e Marinetti (2015), foi desenvolvido uma modelagem capaz de representar o fluxo de ar dentro de gabinetes de refrigeração, uma das maiores dificuldades relatado pelos autores é a complexidade do modelo matemático e altos custos computacionais ao lidar com estes tipos de problemas. Contudo fora utilizado CFD para simulação e o modelo também foi validado experimentalmente. Outro fator que apresentou grande dificuldade fora modelar matematicamente a transição do fluxo turbulento para laminar dentro do volume do evaporador, conforme o sistema físico. No entanto foi possível evidenciar que a má distribuição do ar afeta a eficiência desses gabinetes de refrigeração. Mesmo sendo uma modelagem pontual, a grande complexidade em operar modelos complexos é sim o fator limitante como relatado pelos autores, o que de fato concretiza a necessidade de modelos intermediários.

Wang, Zhang e Lian (2015), trabalharam com o gerenciamento do fluxo de ar e também térmico de gabinete de refrigeração. Neste artigo foi realizada a simulação em 3D do fluxo de ar e variação de temperatura no armário de refrigeração durante o ciclo entre ligar e desligar. Foi utilizado o software FLUENT para obter o modelo e posteriormente simular em CFD. O tempo necessário da simulação foi calculado para os ciclos. Posterior aos dados obtidos foi possível efetuar a otimização do sistema. Os autores também relatam que com a correta simulação são obtidos os dados da

distribuição detalhada da temperatura no gabinete e também parâmetros operacionais do sistema. No entanto foi relatado neste artigo a necessidade também de supercomputadores para o sucesso do trabalho.

Em seu trabalho, Bittencourt (1993), menciona um recurso para utilização de simulações em CFD, mas com tempos de processamentos menores. O mesmo ao analisar seu sistema, sugere separá-lo em domínios menores para garantir a captura de detalhes geométricos que normalmente não são considerados nas escalas maiores e principalmente viabilizando simulações em objetos de menor dimensão com menor tempo de processamento, o que realmente reduzirá o tempo, porém deve-se simular todos os domínios e se o objetivo é a resposta global do sistema, novamente o tempo necessário será grande, assim voltando a um dos problemas que deseja-se contribuir nesta tese.

No entanto, ao realizar pesquisas nota-se forte preocupação desde o início da era computacional, obviamente hoje tem-se soluções mais complexas devido a novas metodologias e computadores mais sofisticados, porém mesmo assim, processos mais complexos ou de otimização ainda trazem barreiras do ponto de vista do tempo necessário para rodar as simulações.

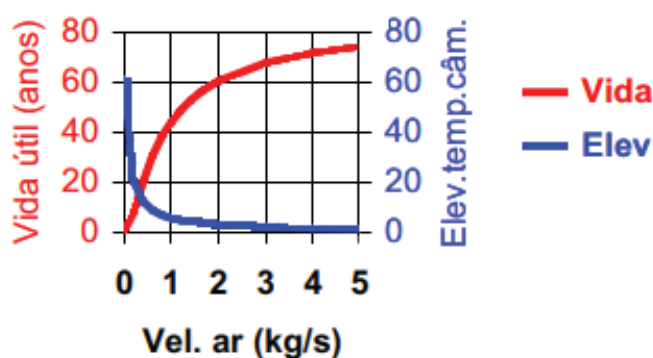
Hermes C.J.L. (2000), realizou um trabalho envolvendo modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores em regime transiente. Seu objetivo foi simular o comportamento destes equipamentos. O mesmo elaborou modelos matemáticos para os componentes básicos dos refrigeradores em análise. Para cada caso ele relaciona a metodologia utilizada na modelagem, vale ressaltar aqui o modelo utilizado para o gabinete do refrigerador o qual foi desenvolvido um modelo nodal, que considerava tanto a influência dos revestimentos interno e externo, do isolamento, como as transferências radiativas de calor entre as superfícies internas e o evaporador. Todos os modelos matemáticos foram resolvidos numericamente por substituições sucessivas e um método baseado em volumes finitos foi utilizado na integração das equações diferenciais. Com isso vale ressaltar o cuidado comentado pelo autor durante todo trabalho, referindo-se ao tempo computacional, o mesmo citou o “tempo computacional” 16 vezes em seu trabalho e em alguns casos o mesmo decidiu não realizar certas simulações devido a inviabilidade de tempo, como o caso citado da análise do acoplamento entre o comportamento termodinâmico do sistema de refrigeração com a movimentação de ar no interior do gabinete. O autor referiu-se a este tipo de análise como sendo de grande complexidade, o qual exige muito tempo

computacional e assim fugiria do escopo do seu trabalho então não pode ser considerada. Ainda o autor relata que o sucesso dos objetivos deve levar em consideração o tempo computacional e que numa modelagem de grande porte deve-se adotar um modelo computacionalmente viável e suficientemente preciso, ou seja, não se deve adotar modelos com complexidade desnecessária. Uma maneira encontrada para reduzir o tempo computacional foi computar inicialmente todas as propriedades necessárias, organizando-as em uma tabela de propriedades armazenada na própria memória do computador. Ainda em seu estudo com o método por ele utilizado, observou-se certa linearidade entre o tempo computacional e o refino da malha utilizada. Por fim em seu trabalho fica evidente a necessidade de descrever modelos com inteligência a fim de representar os fenômenos de interesse, porém tomando cuidado sempre com o tempo computacional exigido na resolução do próprio modelo, buscando alternativas e metodologias para alcançar estes objetivos.

Justificando o estudo de simulações térmicas em equipamentos eletrônicos enclausurados, pode-se citar os trabalhos realizados por Gouvea (2004, 2005 e 2006) onde o mesmo retrata por meio de três artigos científicos um estudo de simulação Térmica em sistemas de transformadores subterrâneos, onde os mesmos são submetidos a condições mais severas de troca de calor quando comparados com transformadores ao ar livre. O fato de estarem enclausurados em câmaras subterrâneas dificulta a circulação de ar e posterior transferência de calor via convecção. Dos três trabalhos, o mais recente, trás informações relevantes e que vão de encontro com os objetivos desta tese. Antes de iniciar as considerações vale ressaltar que o autor, mesmo não sendo o objetivo de seu trabalho mais recente, também demonstrou cuidado com o modelo matemático no que diz respeito a sua elaboração relacionada com o tempo necessário para rodar as simulações. Dito isto, percebeu-se como objetivo no referido estudo o detalhamento do sistema de equações diferenciais para representar a transferência de calor em transformadores de potência alocados em câmara subterrânea. O autor buscou simular condições de operação extremas e assim poder verificar fatores relacionados à vida útil do sistema quando comparados com a variação no desempenho de troca térmica, através da alteração da vazão de ar da ventilação, deste modo buscando a otimização da transferência de calor. Com isso, o autor pretendia demonstrar os possíveis ganhos econômicos através do aumento da vida útil do equipamento quando o mesmo está em condições ideais de operação em relação a troca térmica. Sendo assim sua

análise da variação da vazão mássica de ar determinou o valor da vida útil do transformador e a elevação da temperatura no interior da câmara em função da velocidade mássica do ar. Através da Figura 2.2, é demonstrado pelo autor a elevação da temperatura no interior da câmara em relação à temperatura ambiente e à vida útil do transformador.

GRÁFICO 2.1 - VIDA ÚTIL EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DO AR



Fonte: Gouvea (2006)

É possível observar o ganho incremental de vida útil do transformador em função da velocidade do ar, o mesmo ocorre próximo de 1,5 a 2,0 kg/s. Nota-se também que o aumento do fluxo de ar acima de determinados valores não se traduzem mais em ganhos de vida útil, ou seja, é necessário encontrar a condição ideal para a referida aplicação. Gouvea (2006) demonstra também a perda de vida útil através da perda de ventilação no interior da câmara, para demonstrar os dados da TABELA 2.1 o autor definiu que o transformador estaria operando com as curvas diárias de carga e temperatura ambiente.

TABELA 2.1 - PERDA DE VIDA ÚTIL COM E SEM VENTILAÇÃO FORÇADA

Fator mult.	Com ventilação forçada		Sem ventilação forçada	
	Perda diária (%)	Vida (anos)	Perda diária (%)	Vida (anos)
0,70	0,000420	652,31	0,016539	16,56
0,75	0,000708	386,96	0,037113	7,38
0,80	0,001227	223,28	0,084781	3,23
0,85	0,002174	126,02	0,196225	1,39
0,90	0,003918	69,74	0,458191	0,59
0,95	0,007196	38,07	1,075312	0,25
1,00	0,013338	20,54	2,527903	0,10
1,05	0,024951	10,98	5,935147	0,04
1,10	0,046991	5,83	13,880400	0,01
1,15	0,088902	3,08	32,260700	---
1,20	0,168630	1,62	74,364100	---

Fonte: Gouvea (2006)

Assim, Gouvea (2006) comprova a viabilidade de desenvolvimento de estudos térmicos em sistemas desta natureza e ainda associa os resultados a estudos econômicos. Sugere ainda analisar o dimensionamento das câmaras subterrâneas, ou seja, sua otimização de design para potencializar os resultados.

Um estudo recente realizado por Frank; Heidemann e Spindler (2018) retrata as condições térmicas dentro de armários contendo sistemas elétricos de distribuição para aplicações industriais. Sendo que a transferência de calor é dependente da convecção e por radiação. No estudo o autor utilizou-se de um código aberto chamado OpenFOAM, o qual é baseado em um método de volume finito para resolver o sistema de equações diferenciais parciais para transferência de calor e massa, ainda, o autor efetuou alguns aprimoramentos no código com o objetivo de simular o campo de temperatura do ar dentro do gabinete, fator este de extrema relevância nos objetivos desta tese. Então Frank estipula a transferência de calor por convecção natural como turbulenta e a radiação de calor pode ser visualizada com base em um algoritmo de Monte Carlo.

Frank; Heidemann e Spindler (2018) também faz em citações em seu trabalho retratando o aumento significativo nos últimos anos da quantidade de equipamentos eletrônicos no interior dos gabinetes, isso causando altas temperaturas dentro dos mesmos e, então, reduzindo a vida útil dos componentes eletrônicos. No trabalho é realçado não apenas a redução da vida útil, mas também que um componente com

falha põe em risco toda a funcionalidade do sistemas em geral. Tratando-se da validação e análise do campo de temperatura, o autor também realizou ensaios experimentais. O mesmo utilizou um armário de distribuição capaz de reproduzir as condições reais. Para coleta de dados foi utilizados termoresistências modelo Pt100 e anemômetros para a medição da velocidade de fluxo, para simular o calor gerado o autor também utilizou-se de resistências elétricas com a função de reproduzir a situação real da operação. Fato interessante foi a que o autor descreveu que 51,5% do fluxo total de calor fornecido pelas resistências para as paredes do gabinete é transferida por convecção e uma proporção de 48,5% é transferida por radiação, neste o mesmo não considerou condução. Esse dado ressalta a importância da transferência de calor por radiação em faixas de temperatura que os armários são expostos e nas condições do referido estudo de Frank; Heidemann e Spindler (2018). Ao final, o autor relata uma diferença máxima de 3,6 K entre o modelo experimental e o modelo simulado onde o mesmo indica a utilização da metodologia como sendo viável no processo de fabricação e design dos armários.

Com esta revisão pode-se compreender a importância de uma ferramenta computacional capaz de realizar simulações e otimizações em gabinetes que comportem sistemas eletrônicos em seu interior. É fato, que o correto gerenciamento térmico aumenta a vida útil, reduz custos de fabricação e operação, possibilita dimensões menores e garante o bom funcionamento dos sistemas acomodados nos armários. Porém, é necessário que esta ferramenta seja viável do ponto de vista da otimização, uma vez que existem ferramentas eficazes no mercado, porém, que por muitas vezes, não podem ser usadas para otimização devido a alta demanda computacional exigida. Assim, evidencia-se o objeto desse estudo, a necessidade de uma ferramenta capaz de entregar resposta rápida alinhada a boa precisão e útil para análise de otimização. Sendo assim, o objetivo desta tese é descrito no tópico abaixo.

2.7 OBJETIVOS

2.7.1 OBJETIVO GERAL

Realizar a modelagem, simulação e otimização de sistemas de gerenciamento térmico de equipamentos eletrônicos.

2.7.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

A fim de atingir o objetivo geral foram definidos os seguintes objetivos específicos:

1. Obtenção de dois conjuntos de medições experimentais em gabinetes de condicionamento de eletrônicos;
2. Escrever um modelo matemático com base na 1ª lei da Termodinâmica para obter a resposta térmica e psicrométrica do sistema de condicionamento de equipamentos eletrônicos testado no item 1;
3. Ajustar e validar experimentalmente o modelo matemático, e
4. Realizar a otimização termodinâmica do sistema para máxima dissipação de calor sob uma restrição de volume fixo.

3 MATERIAL E MÉTODOS

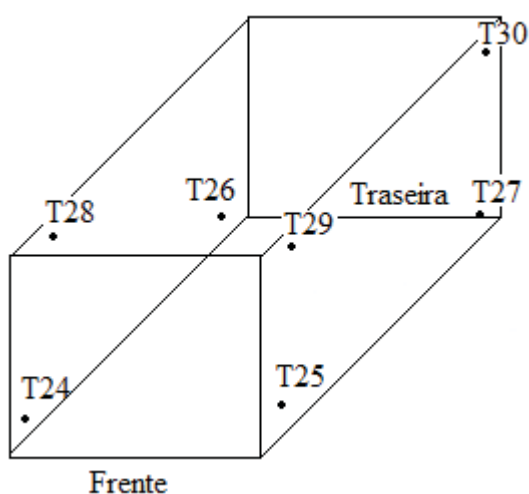
Consoante com a finalidade desta tese, faz-se necessário segmentar este capítulo cronologicamente com os objetivos específicos deste projeto, conforme demonstrado a seguir.

3.1 OBTENÇÃO DE DOIS CONJUNTOS DE MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS EM GABINETES DE ACONDICIONAMENTO DE ELETRÔNICOS

As medições experimentais de temperatura no gabinete de telecomunicações foram realizadas através de testes térmicos no Laboratório de Máquinas Hidráulicas – LMH. A câmara térmica do LMH possui dimensões de 3600 mm de comprimento por 1650 mm de largura e 2650 mm de altura e pode operar com uma variação entre 5 °C a 100 °C. As normatizações nacionais e internacionais para tais ensaios são consideradas ETS 300753, IEC 61587-3, IEC 60068-2-11, ETSI EN 300 019-2-4, EN 300 019-1-4. O objetivo com a câmara é representar condições climáticas artificiais normais e críticas, simulando assim as condições de uso do gabinete. O padrão no controle da temperatura interna da câmara é garantido através do isolamento térmico e antecâmara. Este equipamento também é equipado com dois aparelhos de ar-condicionado, um para cada ambiente (câmara e antecâmara). Na parte superior interna da câmara são instaladas lâmpadas incandescentes, as quais são responsáveis por simular a incidência de radiação e também auxiliar no aumento da temperatura, além de resistências elétricas responsáveis pelo aumento da temperatura tanto no exterior como interior do gabinete de telecomunicações. Nas coordenadas (987,0 mm; 425,0 mm; 615,0 mm) são instaladas resistências elétricas capazes de simular a geração de calor interna dos equipamentos eletrônicos quando energizados. A capacidade máxima de potência disponível pelas resistências associadas é de 8.800 W, controlada por um Varivolt. A instrumentação é composta por sensores térmicos – termistores NTC de alta precisão ± 0.005 °C os quais funcionam sensivelmente através da variação de temperatura, alterando a resistência elétrica oferecida em seus terminais. Este tipo de termistores NTC diminuem a resistência elétrica conforme o aumento da temperatura. Foram utilizados em toda

área da câmara sete termistores, dos quais é possível calcular a média aritmética para obter a temperatura da câmara térmica. A localização dos termistores da câmara térmica está ilustrada a seguir na Figura 3.1. Todos os dados gerados nos experimentos são enviados a um computador, os quais são processados através do software LabVIEW 8.2 (National Instruments Inc.).

FIGURA 3.1 - DISTRIBUIÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA NA CÂMARA TÉRMICA



Fonte: Adaptado de UFPR (2016)

Buscando encontrar valores de interesse no teste, algumas equações são utilizadas, onde a diferença de temperatura (ΔT) é calculada a partir da equação (a).

$$\Delta T = T_m - T_c \quad (a)$$

Onde T_m representa a temperatura média do ar interno do gabinete e T_c representa a temperatura média controlada da câmara térmica. A condutividade térmica UA é obtida utilizando a dissipação interna de calor e o ΔT médio do gabinete na seguinte equação (b) de transferência de calor.

$$UA = \dot{Q} / \Delta T \quad (b)$$

Acerca do gabinete, qual é o objeto do ensaio, o mesmo foi instrumentado com 17 sensores térmicos – termistores, possibilitando a coleta de dados em pontos

específicos e de interesse. A localização dos termistores no interior do gabinete está descrita em milímetros na TABELA 3.1.

TABELA 3.1 – COORDENADAS (MM) TERMISTORES NO INTERIOR DO GABINETE - (gabinete de telecomunicações T₀ à T₁₆)

Termistor/Componente	Localização	x; y; z (mm)
T ₀	Inferior Esquerdo	372; 425; 267
T ₁	Inferior Direito	1602; 425; 267
T ₂	Mediano esquerdo	372; 425; 802.5
T ₃	Mediano direito	1602; 425; 805.5
T ₄	Superior esquerdo	372; 425; 1337.5
T ₅	Superior direito	1602; 425; 1337.5
T ₆	Compartimento meio bateria	987; 425; 293
T ₇	Entrada do ventilador 1	629.5; 425; 1800
T ₈	Entrada do ventilador 2	1344.5; 425; 1800
T ₉	DG* Inferior Esquerdo	136; 425; 512
T ₁₀	DG* Superior Esquerdo	136; 425; 1536
T ₁₁	DG* Inferior direito	1838; 425; 512
T ₁₂	DG* Superior direito	1838; 425; 1536
T ₁₃	Filtro esquerdo (interno)	493.5; 100; 1017.5
T ₁₄	Filtro direito (interno)	1534.5; 100; 1017.5
T ₁₅	Filtro esquerdo (externo)	493.5; 0,0; 1017.5
T ₁₆	Filtro direito (externo)	1534.5; 0,0; 1017.5
Fonte de calor	Suporte Inferior	987; 425; 615
Ventilador 1	Suporte Superior (esquerda)	629.5; 425; 1800
Ventilador 2	Suporte Superior (direita)	1344.5; 425; 1800

FONTE: O autor (2017)

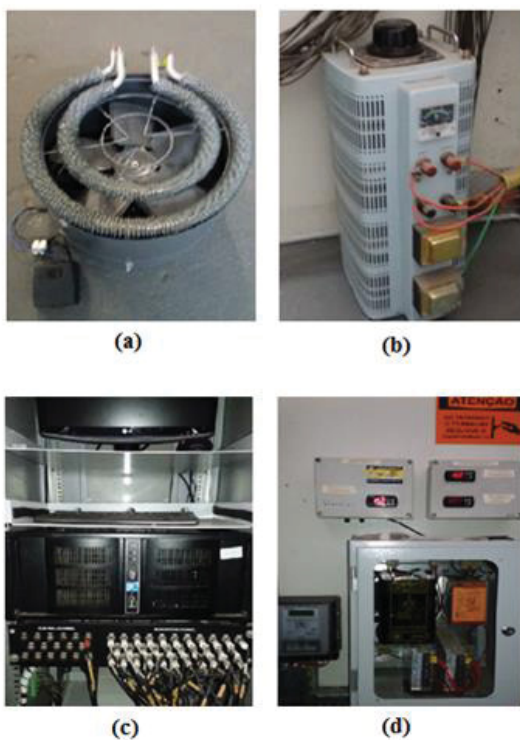
Os dados coletados nos experimentos são enviados a um computador, e nele, estes dados são processados com auxílio do Labview, software de programação gráfica que auxilia na interface homem-máquina. A fim de possibilitar a interação entre o comando computacional e os dados coletados na câmara térmica/gabinete, a tensão alternada é convertida em tensão contínua através de um painel de controle.

FIGURA 3.2 - CÂMARA TÉRMICA – LMH



Componentes: (a) Ar-condicionado interno – (b) Lâmpada incandescente - (c) Termistor câmara – (d) Resistência elétrica
 Fonte: Rigatti (2017)

FIGURA 3.3 – RELAÇÃO EQUIPAMENTOS DE SUPORTE



Componentes: (a) Resistência elétrica – (b) Varivolt – (c) Computador Labview – (d) Painele controle
 Fonte: Rigatti (2017)

Para realização dos testes térmicos, além dos itens descritos acima deve-se relacionar as normas que envolvem testes em gabinetes de telecomunicações, assim como das normas internacionais, tais como a norma ETS 300753 para normatizar o grau de ruído emitido pelos equipamentos de telecomunicações. A norma IEC 61587-3 normatiza a questão da blindagem eletromagnética de racks e gabinetes que comportam equipamentos eletrônicos. Também a IEC 60068-2-11 tratando de Salt-Spray nestes sistemas.

No entanto para a realização dos testes térmicos em si, fora utilizado a norma internacional ETSI EN 300 019-2-4 que normatiza testes ambientais em equipamentos de telecomunicações. A norma especifica métodos para os testes de severidades com objetivo de verificar a resistibilidade necessária do equipamento em função do ambiente que está alocado. Os testes aplicam-se ao uso estacionário de equipamentos em locais não protegidos das condições climáticas que abrangem as condições ambientais estabelecidas na EN 300 019-1-4. Logo esta norma prevê algumas respostas ideais para o gabinete em diversas condições de operação em regime estacionário. Para altas temperaturas, o ar no interior do gabinete deve permanecer entre 40 e 55 °C por um tempo de 16 horas, porém no Brasil o tempo de pico de temperatura em condição de uso é inferior as 16 horas, em gabinetes que só recebem influência climática, apenas natural. A Tabela 3.2 mostra as especificações de teste estacionários em locais não protegidos. Ao final deste documento no Anexo A é demonstrado com detalhes, fotos do gabinete de telecomunicação durante preparação para os experimentos.

TABELA 3.2 – ESPECIFICAÇÃO PARA TESTES ESTACIONARIOS

(continua)

Parâmetro ambiental		Classe ambiental 4.1	Especificação do teste ambiental T4.1: uso estacionário					
		Locais não-meteorologicamente protegidos						
Tipo	Parâmetro	Detalhes parâmetros	Característica severidade	Teste de severidade	Duração	Referencia	Método	Notas (ver cláusula 5)
Temperatura do ar	baixo	(°C)	-33	-33 ou -45	16 h	IEC 60068-2-1	Ab/Ad: frio	1
						[2]		
	alto	(°C)	+40	+40 ou +55	16 h	IEC 60068-2-2	Bb/Bd: calor seco	2
						[2]		
Umidade	mudança	(°C)(°C/min)	0,5	-10/+40	2 ciclos	IEC 60068-2-14	Nb: Mudança de temperatura	3
				0,5	t ₁ = 3 h	[2]		
	relativo	baixo	(%)	15	Nenhum			8
		alto	(%) (°C)	100	93+30	10 d	IEC 60068-2-56	Cb: estado estacionário de calor úmido
	condensação	(%) (°C)	Sim	90-100+30	2 ciclos	IEC 60068-2-30	Db: calor úmido, variante cíclica 1	5
						[2]		
	baixo	(g/m³)	0,26	Nenhum				6
	alto	(g/m³)	25					
Ar	pressão	baixo	(kPa)(kPa)	70106	nenhum			7
		alto		nenhum				7
	velocidade	(m/s)	50	Nenhum				8

(conclusão)

Tipo	Parâmetro	Detalhes parâmetros	Característica severidade	Teste de severidade	Duração	Referencia	Método	Notas (ver cláusula 5)
Água		intensidade	6 mm/min	0,01 m³/min	3 min/m²	3 min/m² or IEC 60068-2-18 Rb:	impacto método da	9
	chuva			90 kPa	15 min	[2]	água 2.2	
	outras fontes	baixa temperatura (°C)	+5	Nenhum				10
	congelamento e geada		spray de água					8
Radiação	sol	(W/m²)	1 120					11
	calor	(W/m²)	insignificante					

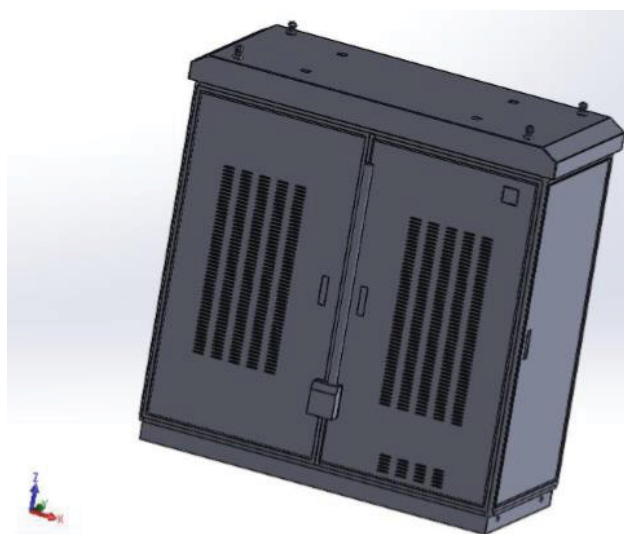
Fonte: ETSI (2003)

3.2 MODELO MATEMÁTICO COM BASE NA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

Previamente ao início do modelo matemático é indispensável conhecer minuciosamente o funcionamento do sistema em análise, compreender os fenômenos físicos ali envolvidos e relacionar apenas os fatores que realmente afetam o resultado. Para isso, as dimensões do gabinete de telecomunicações foram medidas e em seguida modeladas com auxílio do software SolidWorks, o arquivo gerado foi convertido para .vtk, dessa forma possibilitando o domínio computacional.

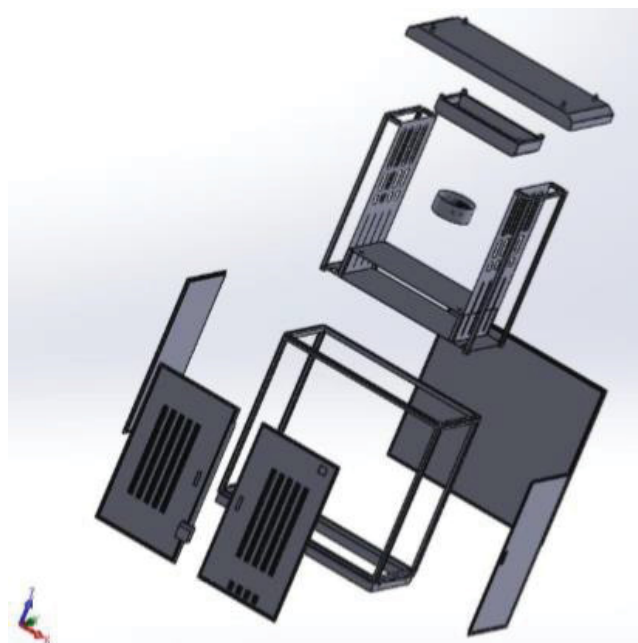
A seguir a FIGURA 3.4 apresenta a modelagem 3D em perspectiva (a) e vista explodida (b) do gabinete utilizado para definição do modelo matemático e limite do domínio computacional.

FIGURA 3.4 (a) – GABINETE TELECOMUNICAÇÕES - VISTA EM PERSPECTIVA



Fonte: O autor (2017)

FIGURA 3.4 (b) – GABINETE TELECOMUNICAÇÕES - VISTA EXPLODIDA

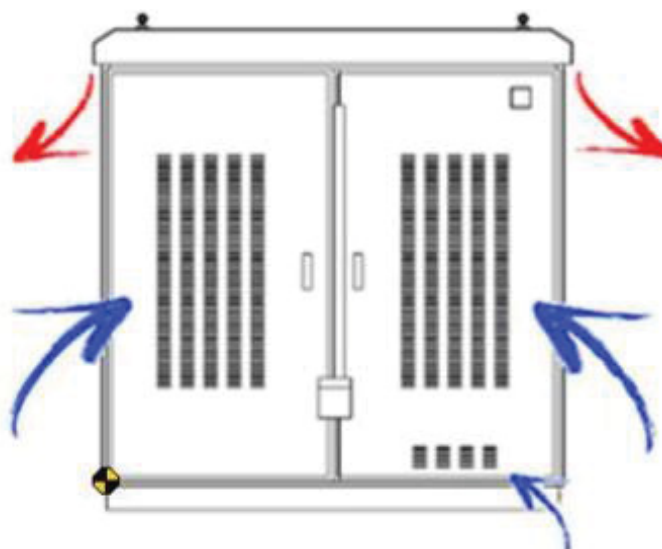


Fonte: RIGATTI (2017)

No referido gabinete, o sistema de resfriamento consiste em manter um fluxo de ar proveniente do exterior do armário, onde, devido a sucção de dois ventiladores, o mesmo entra em contato com as faces dos componentes eletrônicos aquecidos, ocorrendo assim a troca de calor por parte da peça aquecida para com o ar, o qual se encontra até então em temperatura inferior. Em seguida o ar é expelido para fora, carregando consigo energia térmica retirada do interior do armário. Cada ventilador possui vazão de 860 m³/h, potência de 56 W e opera a tensão de 48 V com dimensões de 190 mm de diâmetro e 69 mm de altura, o ventilador esquerdo está localizado nas coordenadas (629,5 mm; 425,0 mm; 1800,0 mm) e o ventilador direito (1344,5 mm; 425,0 mm, 1800,0 mm) a partir do ponto (0,0 mm; 0,0 mm; 0,0 mm) que está localizado na frente do gabinete na parte inferior à esquerda. A Figura 3.5 ilustra o ponto. Ainda na Figura 3.5, tem-se a indicação com flechas azuis os pontos de entrada do ar em temperatura ambiente, que ocorre pelas aberturas nas portas frontais do gabinete; cada entrada dispõe de um filtro, deste modo evitando a entrada de impurezas maiores. Já as flechas vermelhas indicam a saída do ar a temperatura elevada, devido ao aumento de energia. A saída do ar quente é efetuada pelo chapéu, a qual ocorre apenas nas regiões das laterais e atrás do armário, uma vez que na frente o ar não é evacuado para que o mesmo não interfira na entrada do ar frio. O fluxo do ar pode ser

controlado alterando a vazão momentânea dos ventiladores. Em temperaturas amenas os ventiladores operam, por exemplo, com 30 % de sua capacidade, conforme o ar aquece a potência dos ventiladores aumentam até chegar a 100 % da vazão.

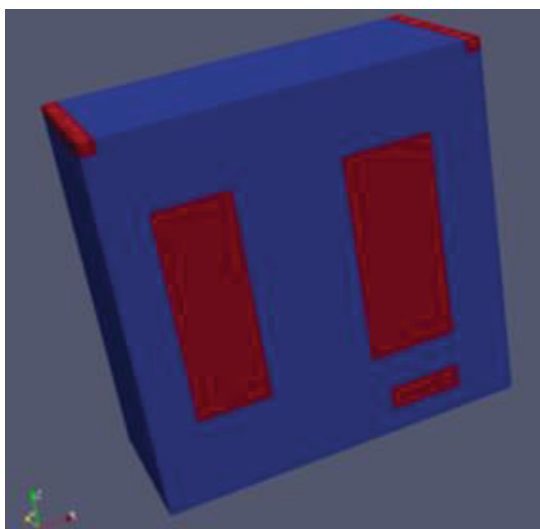
FIGURA 3.5 – FLUXO GERAL DO AR



Fonte: Rigatti (2017)

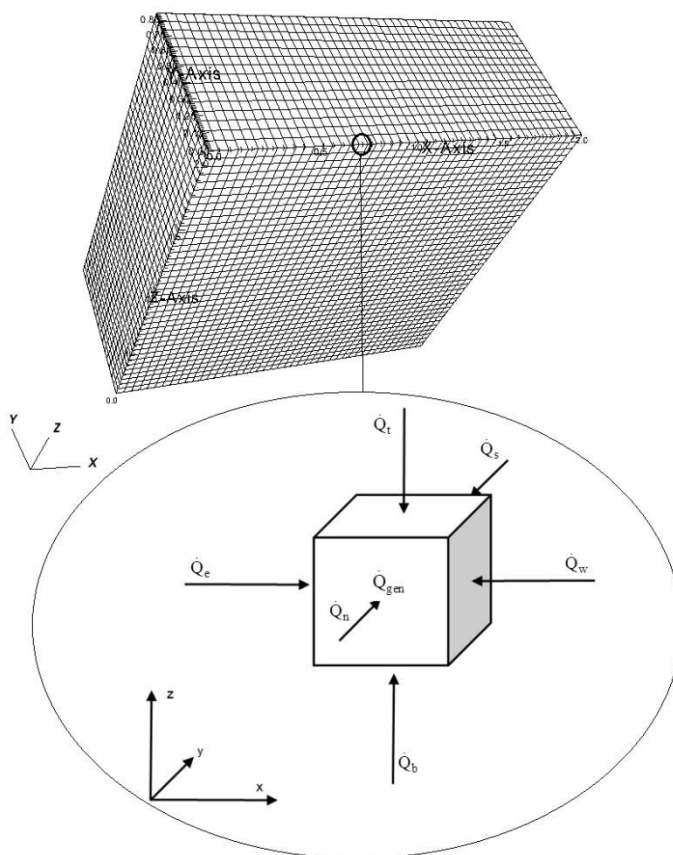
Observando computacionalmente as entradas e saídas de ar pela malha gerada, tem-se na FIGURA 3.6 a representação do gabinete de telecomunicações em azul, e em vermelho os elementos de entrada e saída de ar.

FIGURA 3.6 - MALHA 3D



Fonte: Rigatti;Vargas (2017)

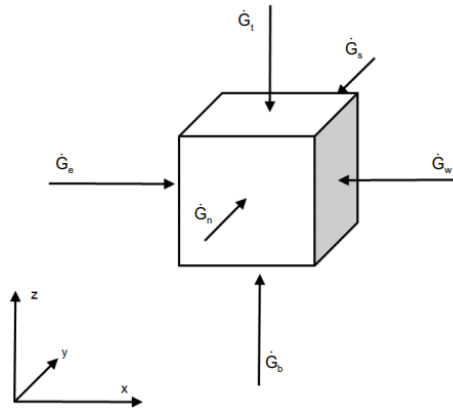
FIGURA 3.7 – DEFINIÇÃO DA MALHA POR EIXO



Fonte: Vargas et Al., (2021)

Inicialmente são apresentadas equações generalizadas obtidas pelo método (MEV), desse modo, facilitando a compreensão dos fenômenos envolvidos no gerenciamento térmico de gabinetes de telecomunicação. Posteriormente o modelo generalizado é mostrado de forma simplificada, entretanto já direcionando para modelagem de gerenciamento térmico de um gabinete de telecomunicações, o qual contém um equipamento gerador de calor. Para iniciar a retratar o modelo, deve-se, como já mencionado, ter em mente a separação do sistema em elementos de volume, nesse sentido a Figura 3.8 expressa um elemento de volume com geometria quadrada (DILAY et al., 2014), o mesmo também pode ser retangular por exemplo, isso depende da análise do modelador. Em ambas as situações cada elemento de volume contém seis faces de interação.

FIGURA 3.8 – ELEMENTO DE VOLUME TÍPICO COM TAXAS DE INTERAÇÃO COM A VIZINHANÇA E TERMO FONTE



Fonte: Dilay et al., (2014)

Todos os elementos interagem entre si. O elemento delimitado pelo modelador interage com os elementos em contato com suas faces, e são representados pelos termos, $\dot{G}_e$, $\dot{G}_w$, $\dot{G}_t$, $\dot{G}_b$, $\dot{G}_n$ e $\dot{G}_s$ os quais indicam as taxas de variação de massa, calor ou qualquer variável de interesse em relação ao tempo e face de análise do EV. $\dot{G}$ é um termo fonte na equação de transporte e também pode ser utilizado para representar geração de calor, resistência ao escoamento, transferência de massa entre fases, dentre outros (DILAY et al., 2014). Ou seja, representam a taxa de transferência de calor em relação ao tempo, nas faces leste, oeste, superior, inferior, norte e sul, respectivamente.

A conservação de massa em qualquer elemento de volume é dada por:

$$\frac{d(\rho V)_i}{dt} = \sum_{j=e,w,t,b,n,s} (\dot{m}_{in,j} - \dot{m}_{out,j}) \quad (3.1)$$

Em que volume constante e fluxo incompressível são assumido. Ainda a primeira Lei da Termodinâmica quando dividida pelo cp agregado na derivada, resulta na seguinte equação 3.2:

$$\frac{d\rho VT}{dt} = \frac{\dot{m}cp_1 T_{ent}}{cp_2} - \frac{\dot{m}cp_1 T_{sai}}{cp_2} + \frac{UA\Delta T}{cp_2} \quad (3.2)$$

Modelando essa equação para um único elemento de volume e levando em consideração o termo fonte $\dot{G}$, obtém-se a seguinte equação de conservação de massa, energia, espécies etc (DILAY et al., 2014).

$$\frac{d(\rho VT)_i}{dt} = \sum_{j=e,w,t,b,n,s} \dot{G}_{j,i} + \dot{G}_i \quad (3.3)$$

O lado esquerdo da equação representa a acumulação, o qual é responsável para avançar a solução no tempo, em casos transiente, então o termo t representa o tempo, ρ expressa a massa específica, V o volume. O termo $\dot{G}$ pode referenciar outras contribuições como mostrado na equação 3.4 abaixo.

$$\dot{Q}_{j,i} = \dot{Q}_{adv,j,i} + \dot{Q}_{dif,j,i} \quad (3.4)$$

A primeira contribuição G_{adv} representa termos advectivos, ou seja, convecção, e G_{dif} expressa os termos difusivos, sendo este, condução. Há ainda a possibilidade de outros tipos de interação como ao exemplo da radiação, neste caso, essa parcela de energia deve ser representada juntamente com o termo de difusivo. Rearranjando a equação (3.3) com as considerações de (3.4), tem-se:

$$\dot{G}_{adv,j,i} = \alpha_{j,i}(\dot{m}_{E,j}T_j - \dot{m}_{S,j}T_i) \quad (3.5)$$

Após rearranjada, a equação (3.5) representa o balanço advectivo, através do elemento de volume (i), já considerando uma vazão mássica entrando e outra saindo, pela mesma face do EV, neste caso a face (j). Para encontrar a vazão mássica utilizam-se equações algébricas desenvolvidas a partir dos princípios de conservação de massa e quantidade de movimento, a qual também pode ser obtida por correlações empíricas e teóricas se disponíveis. O termo $\dot{m}_E$ representa a taxa de massa que entra no EV, a taxa de massa que sai é representada pelo termo $\dot{m}_S$ e T é a temperatura na face desejada. O termo α deve-se a divisão dos termos de calor específico, c_j é a parcela que cruza o EV, e c_i representa a substância que compõem o EV.

$$\alpha_{i,j} = \frac{c_j}{c_i} \quad (3.6)$$

$$\dot{G}_{dif,j,i} = \dot{G}_{other,j,i} + A_j \Gamma_j^\Phi (T_j - T_i) \quad (3.7)$$

A equação (3.7) é o balanço dos fluxos difusivos, e como já mencionado, é neste ponto que deve ser acrescentado a radiação no termo $\dot{G}_{other,j,i}$ caso exista interação no sistema a ser modelado. O termo A representa a área da face. O termo de radiação é expresso exclusivamente na equação (3.8).

$$\dot{Q}_{rad,i,j} = A_{i,j} \{ \alpha_j I - \varepsilon_j \sigma (T_{i,j}^4 - T_{ext}^4) \}, \quad j = e, w, n, s, t, b \quad (3.8)$$

O primeiro termo nos colchetes representa a porção da radiação solar média absorvida pela face do EV onde houver incidência solar, α e ε são consecutivamente a absorptividade e emissividade da face EV, σ representa a constante StefanBoltzmann, já $A_{i,j}$ é a área de contato da face do EV. Quando a face do EV está em contato com algum material que bloqueia a transferência de calor por radiação, considera-se que $I = 0$.

$$\dot{G} = \frac{V_i}{c_i} S^\Phi, \quad j = e, w, t, b, n, s \quad (3.9)$$

Diante disso, a equação (3.9) aborda o termo fonte, nele devem ser acomodados todos os outros termos, necessários ao problema físico do sistema em análise. A Tabela 3.3 apresenta os valores dos termos utilizados nas equações acima, de acordo com a circunstância de cada sistema físico, representando as equações de conservação de massa, energia e espécies.

TABELA 3.3 – VALORES PARA EQUAÇÃO DE MASSA, ENERGIA E ESPÉCIES

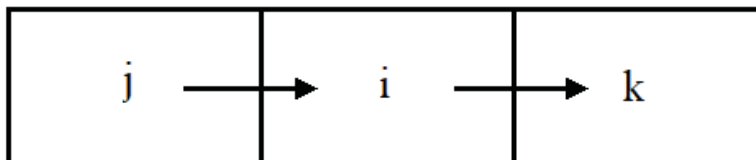
Equação de conservação	Φ	c_i	c_j	Γ^Φ	S^Φ
Massa	1	1	1	0	0
Energia	T	c_i	c_j	U_j / c_i	$\dot{Q}_{gen,i} / V_i$
Fração mássica da espécie q	Y_q	1	1	$\rho D_q / l_{i,j}$	e. g., $\rho Y_1 \mu R_q$

Fonte: Adaptado de Dilay.et al., (2014)

U_j é o coeficiente global de transferência de calor entre os dois EV em contato. As equações gerais apresentadas acima podem ser aplicadas para vários tipos de sistemas e quantas vezes forem necessárias, sempre observando quais dos

coeficientes da Tabela 3.2 são compatíveis com o sistema a ser analisado. Quando conhecida a direção e sentido dos vetores de massa, é possível visualizar a comunicação entre os elementos conforme Figura 3.9:

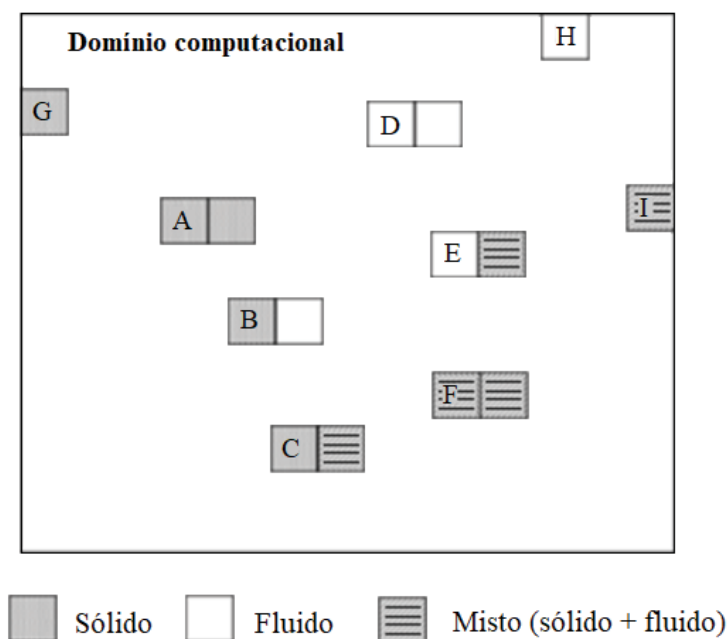
FIGURA 3.9 – EV. BALANÇO



Fonte: Adaptado de Dilay.et al., (2014)

Diante do método de elementos de volume, há de se destacar uma de suas características, a qual consiste na possibilidade de coexistir em um mesmo domínio computacional três tipos de elementos, ou seja, é possível considerar o EV como sendo sólido, fluido e ainda a mistura dos dois, onde todos interagem dentro do mesmo domínio computacional em uso. Assim, é possível entender que podem existir três (03) tipos de elementos de volume, dos quais resultam seis (06) interações possíveis entre os elementos, e ainda, outras três interações que retratam o EV. com a fronteira.

FIGURA 3.10 – TIPOS DE EV. E SUAS POSSÍVEIS INTERAÇÕES



Fonte: Adaptado de Dilay.et al., (2014)

Ademais, outro aspecto importante é a possibilidade que o método oferece para tratar o conteúdo que compõe o EV como uma única mistura homogênea de substâncias, e assim calcular por meio de uma média ponderada proporcional à massa as propriedades gerais do EV de modo uniforme. Ou ainda, tratar este mesmo EV como contendo um conjunto de entidades distintas, criando subsistemas para cada entidade, separando e aplicando as equações para cada subsistema, posto isso, para essa situação o mesmo elemento de volume poderá conter mais de uma EDO, e a quantidade ficará limitada pelo número de subsistemas criados dentro do EV, sendo cada subsistema um tipo de elemento.

Por fim, deve-se ter prudência em relação à malha a ser gerada para o sistema, uma vez que tal fator influencia diretamente na precisão dos resultados e no número de equações do modelo matemático, ou seja, quanto maior o número de EV, melhor será a resposta local do modelo, no entanto para cada novo EV um novo conjunto de equações é criado. E, com o intuito de satisfazer os critérios estabelecidos, utiliza-se a equação (3.10) (DILAY, 2013), onde através da mesma é possível criar uma malha capaz de convergir com maior precisão.

$$\varepsilon_{\text{mesh},i} = \frac{||\text{vari}||_{\text{mesh1}} - ||\text{vari}||_{\text{mesh2}}}{||\text{vari}||_{\text{mesh1}}} \leq 0.01 \quad (3.10)$$

Na equação (3.10), o termo *vary* configura cada incógnita do sistema (DILAY, 2013), sendo que a mesma fornece uma maneira de refinamento, onde após o modelador já ter definido a primeira malha, o mesmo deve gerar uma segunda malha mais refinada e assim através da equação observar se a tolerância ficou menor ou igual a 1%, caso isto não ocorra, deve-se continuar refinando a malha, sempre analisando os resultados através da equação (3.10), até obter o valor de tolerância.

Visto essas premissas, pode-se então aprofundar-se para um modelo característico, proposto pelo segundo objetivo específico desta tese.

Ao elaborar o modelo matemático para sistemas como gabinetes de telecomunicações, recorrendo à engenharia de sistemas, foram definidos elementos dos três tipos. Sólido, fluido e misto, no último, uma mistura de substâncias homogêneas em uma única fase, e as propriedades consideradas uniformes. Dessa forma, esse modelo pode ser utilizado para outros tipos de sistemas térmicos. Os desafios do gerenciamento térmico já foram anteriormente descritos, todavia como a

diretriz neste caso consiste em calcular os campos de temperatura e umidade relativa no interior do gabinete, é importante complementar que além dos desafios e temperaturas de trabalho fixadas por normas, é necessário levar em consideração os parâmetros de projeto e operação, tanto quanto os fatores ambientais (DILAY et al., 2014). Para satisfazer a conservação de massa o fluxo é determinado pela vazão dos ventiladores, e para calcular a pressão de vapor inicial no EV, utiliza-se da seguinte expressão:

$$p_{V,i} = \varphi_{i0} \cdot p_{VS}(T_{i0}) \quad (3.11)$$

Na equação (3.11) acima, $p_{VS}(T_{i0})$ representa a pressão de saturação da água a temperatura (T_{i0}) . Para a umidade absoluta em cada elemento de volume, assume-se que se mantém aproximadamente constante. Então a umidade relativa no EV pode ser descrita igualmente, porém $p_{VS}(T_i)$ indica a pressão de saturação de água no EV na temperatura, T_i . Para EV sólidos, fluidos, ou uma mistura de ambos, a umidade relativa é ajustada para zero, isto é, $\varphi_i = 0$.

Na modelagem da taxa de transferência de calor utiliza-se de correlações empíricas para encontrar as taxas nas faces do elemento de volume, todavia primeiro se deve observar se o EV em análise está em contato com outro elemento de volume ou está em contato com o exterior, para cada situação há diferentes particularidades. Para os EV que tenham alguma face em contato com o exterior, analisa-se a transferência por condução e convecção, ou seja, o modelador deve verificar como ocorre a transferência de calor naquele ponto. A taxa de transferência de calor total (radiação (se houver), condução e convecção) em cada face do elemento é calculado segundo a equação (3.12):

$$\dot{Q}_{i,j} = \dot{Q}_{rad\ i,j} + U_{i,j}A_{i,j}(T_{ext} - T)_i, \quad j = e, w, n, s, t, b \quad (3.12)$$

O coeficiente global de transferência de calor $U_{i,j}$ é elaborado na equação (3.13):

$$U_{i,j} = \frac{1}{R_{i,j}} \quad (3.13)$$

onde

$$R_{i,j} = \frac{1_{i,j}/2}{k_i} + \frac{t_w}{k_w} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (\text{para elemento sólido}) \quad (3.14)$$

ou

$$R_{1,i} = \frac{1}{h_{int}} + \frac{t_w}{k_w} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (\text{para elemento fluído}) \quad (3.15)$$

onde $1_{i,j}$ expressa a largura ou comprimento do EV, k_i representa a célula de condutividade térmica, t_w e k_w é a espessura da parede e a condutividade térmica respectivamente, h_{int} e h_{ext} indicam o coeficiente convectivo de transferência de calor por convecção internos e externos. O coeficiente h da transferência de calor é demonstrado na equação (3.16).

$$h = \frac{k_f}{H} \left\{ 0,825 + \frac{0,387.Ra_H^{1/6}}{[1+(0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.16)$$

O termo k_f representa a condutividade térmica do fluido, Pr é o número de Prandtl do fluido, $Ra_H = (g\beta/\alpha_T\nu)H^3|T_{neigh,i} - T_i|$, g indica a aceleração da gravidade, β o coeficiente de expansão volumétrica do fluido, α_T representa a difusividade térmica do fluido, ν é a viscosidade cinemática do fluido; $T_{neigh,i}$ é a temperatura do EV vizinho ou a temperatura na fronteira com o exterior do sistema, H a altura total do EV sólido analisado. A equação (3.16) é válida para todas as faixas de número de Rayleigh laminar, de transição, e para propriedades de fluido turbulentos como avaliadas na temperatura de filme, tem: $T_{film} = (T_{neigh,i} - T_i)/2$.

Para convecção forçada escrevem-se as seguintes equações (3.17) e (3.18):

$$h = \frac{k_f}{L} \left(0,064 Pr^{\frac{1}{3}} Re_L^{\frac{1}{2}} \right), \text{ para } Re_L < 5 \times 10^5 \quad (3.17)$$

ou

$$h = \frac{k_f}{L} \left\{ 0,037 Pr^{\frac{1}{3}} \left(Re_L^{\frac{4}{5}} - 23550 \right) \right\}, \text{ para } Re_L < 5 \times 10^5 \quad (3.18)$$

onde $Re_L = v_f L / \nu$, sendo v_f a velocidade do fluido, L o comprimento do EV em análise.

No entanto, quando o EV está em contato com outro EV, têm-se outras considerações. Em sistemas térmicos assume-se a ausência de fluxo em um limite de fluido/fluido na direção horizontal quando se trata apenas de convecção natural, sendo assim, há fluxo somente na direção vertical. Já com convecção forçada, admite-se no modelo a possibilidade de arrefecimento através de um fluxo transversal, sendo na direção do fluxo forçado, estimado aproximadamente por um campo de velocidade. Quando a interface dos EV's é fluido/fluido ou sólido/sólido, sob convecção natural, apenas a condução ocorre entre elementos adjacentes, devido a definição de não ter fluxo horizontal. Por sua vez, quando existe uma interação fluido/equipamentos a transferência de calor na face do EV pode ser governada por convecção. Na condição de interação fluido/fluido, também sem fluxo na direção horizontal, a taxa de transferência de calor é determinada com a seguinte equação (3.19):

$$\dot{Q}_{1,i} = U_{1,i} A_{1,i} (T_i - T_a), \quad 1 = e, w, n, s \quad (3.19)$$

Onde o termo $U_{1,i}$ é dado abaixo na equação (3.20):

$$U_{1,i} = \frac{k_f}{(1_{m,i} + 1_{m,a})/2} \quad (3.20)$$

e, $1_{m,i}$ e $1_{m,a}$ representam o comprimento da célula ou a largura, de acordo com $m = x$ ou y , se o i -th ou a -th da face lateral do EV é leste/oeste ou norte/sul, respectivamente. Na equação (3.21) tem-se a transferência de calor quando o contato for sólido/sólido:

$$U_{1,i} = \frac{1}{\left(\frac{1_{m,i}}{k_i} + \frac{1_{m,a}}{k_a} \right)} \quad (3.21)$$

Diante do contato fluido/sólido a transferência de calor por convecção ocorre, e a equação (3.19) é usada com o coeficiente de transferência de calor $\dot{Q}_{1,i}$ expresso na equação (3.22) abaixo:

$$U_{1,i} = C_a \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\frac{1}{m_c c}}{k_c}} \quad (3.22)$$

O termo c , que surge na equação, representa o número do elemento, $C_a = S_{real}/S_{malha}$ indica o fator de correção para a área de superfície de convecção, sendo S_{real} a superfície convectiva do componente sólido e S_{malha} a área de superfície do componente representado na malha. Com isso o fator de C_a permite que a superfície simulada convectiva tenha a mesma área de superfície com o componente real. Em componentes que contenham aletas essa consideração é vantajosa, pois permite que a representação da malha possa diferir em mais de 100% para o equipamento real.

Quando se tem a face superior/inferior do EV em contato com outro EV, é importante avaliar algumas considerações que estão descritas no decorrer do texto. Como já mencionado anteriormente, pode haver três tipos de interação entre os EV's, para as quais se deve ter em conta: (i) fluido/fluido; (ii) fluido/sólido; e (iii) sólido/sólido. Para a primeira situação (i) fluido/fluido, sendo assim os dois EV são formados por fluido e o fluxo de calor é dado pela equação (3.23):

$$\dot{Q}_{1,i} = \dot{m}_{1,i} c_{p,f} (T_a - T_i), \quad l = t, b \quad (3.23)$$

onde $\dot{m}_{1,i} = \rho_f V_i (A_{1,i}/2)$.

Por convecção natural, a estimativa da velocidade do fluido que atravessa a superfície do EV pode ser representada por $V_i = \alpha_T \left[\left(\frac{g\beta}{\alpha_T \nu} \right) |T_a - T_i| H \right]^2$, sendo uma escala representativa para convecção natural. Por suposição entende-se que metade da face superior ou inferior de um elemento é atravessada por um fluxo na direção vertical para cima, e a outra metade em sentido contrário, um representando a entrada no EV e outro a saída. Para convecção forçada a equação (3.23) é usada com um campo de velocidade aproximada V_i (por exemplo, ventilador ou ar-condicionado)

cruzando o domínio na direção horizontal, sendo assim, será necessário comparar V_i e V_f .

Caso a velocidade oriunda da convecção natural seja maior do que o campo de velocidade aproximado, é utilizada a velocidade por convecção natural; caso a velocidade devida a convecção natural encontrada for menor, o campo de velocidade aproximado é apropriado. Para o segundo caso (ii) fluido/sólido tem-se que o fluxo de calor que atravessa a parte superior ou inferior é dirigida pela equação já descrita (3.19), com o termo $l = t, b$; e para calcular $U_{1,i}$ tem-se a equação (3.22) com $1_{m,c}$ substituído por $1_{z,c}$.

No último caso (iii) sólido/sólido o fluxo de calor também é calculado pela equação (3.20) no entanto com $U_{1,i}$ calculado pela equação (3.22) sendo $l = t, b$. Já os comprimentos $1_{m,i}$ e $1_{m,a}$ são consequentemente substituídos por $1_{z,i}$ e $1_{z,a}$.

Na sequência, a Tabela 3.4 apresenta a correlação entre a utilização das principais equações no sistema proposto.

TABELA 3.4 – APLICAÇÃO DO EQUACIONAMENTO

Número da Equação	Aplicação da Equação
3.3	Equação Conservação Massa e Energia EV
3.10	Equação para refino de malha segundo critério
3.13	Coefficiente Global para transferência de calor
3.14	Considerações para transferência de calor e EV sólido
3.15	Considerações para transferência de calor e EV fluido
3.16	Representa o coeficiente h de transferência de calor
3.17 e 3.18	Convecção forçada
3.19	Taxa de transferência de calor para interação fluido/fluido
3.21	Transferência de calor para interação sólido/sólido
3.19 + 3.22	Transferência de calor para interação fluido/sólido
3.23	Fluxo de calor para fluido/fluido (sentido vertical)
3.19 + 3.22	Fluxo de calor para fluido/sólido (sentido vertical), 3.19 com o termo $l = t, b$; e para calcular $U_{1,i}$ tem-se a equação (3.22) com $1_{m,c}$ substituído por $1_{z,c}$.
3.20 + 3.22	Fluxo de calor para sólido/sólido (sentido vertical), 3.20 com $U_{1,i}$ calculado pela equação (3.22) sendo $l = t, b$. Já os comprimentos $1_{m,i}$ e $1_{m,a}$ são consequentemente substituídos por $1_{z,i}$ e $1_{z,a}$.

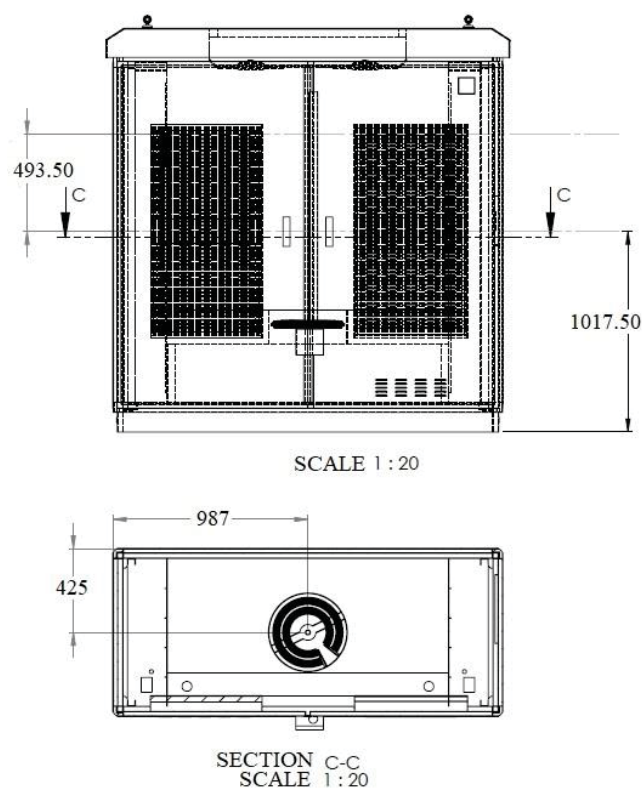
Fonte: O autor (2022)

3.3 MÉTODO NUMÉRICO

O modelo matemático é composto por n (uma equação para cada EV) EDOs para as temperaturas do gabinete com relação ao tempo, definido pelas equações acima. A atribuição de condições iniciais apropriadas, para temperaturas, T_i , completa a formulação IVP.

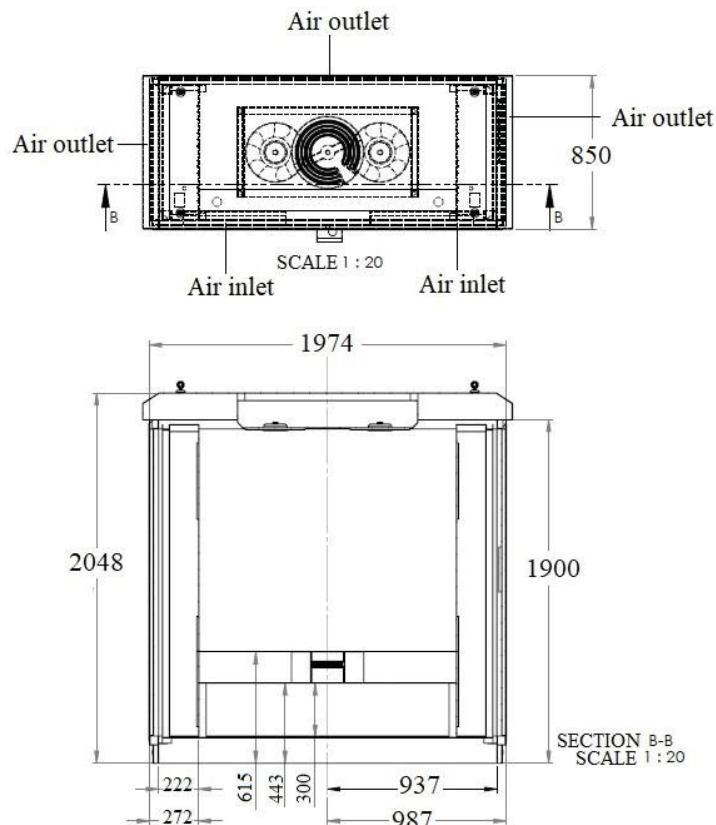
Nas Figuras 3.11 e 3.12, é demonstrado o armário de embalagem eletrônica em diferentes vistas, onde é possível verificar também, a região interna do mesmo, suas divisões e componentes.

FIGURA 3.11 – VISTA FRONTAL E VISTA EM CORTE HORIZONTAL



Fonte: O autor (2022)

FIGURA 3.12 – VISTA SUPERIOR E VISTA EM CORTE VERTICAL



Fonte: O autor. (2022)

A resposta dinâmica é obtida pelo sistema EDO de integração de equações no tempo com um método Runge–Kutta/Fehlberg de quarta e quinta ordem (KINCAID E CHENEY, 1991) com o condições iniciais, e tendo o erro de truncamento local (LTE) controlado por um esquema de passo de tempo adaptativo, como que $LTE10^{-4}$.

O estado estacionário, estável, é alcançado com base em norma da derivada temporal das n componentes; vetor contendo as temperaturas é menor que a tolerância prescrita, ou seja, $\|\partial \vec{T} / \partial t\| \leq 10^{-3}$.

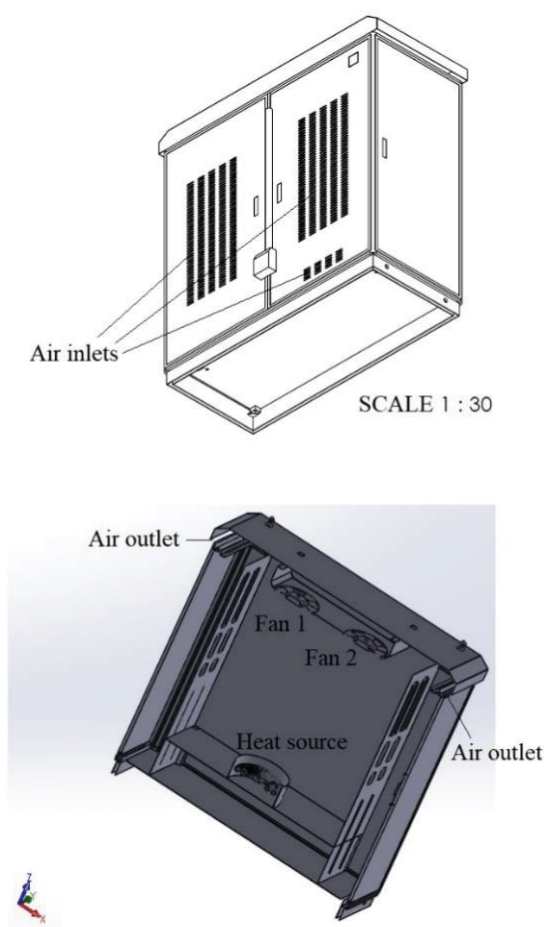
Quando não há interesse na solução transiente, o sistema leva diretamente à solução de estado estacionário.

As derivadas de tempo do sistema EDO são feitas igual a zero a produzir um sistema n de equações algébricas não lineares. Então, o sistema de equações algébricas é resolvido com um Método de Newton-Raphson (KINCAID E CHENEY, 1991).

3.4 AJUSTE E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO

O ajuste do modelo será realizado através da resolução do problema inverso de estimativa de parâmetros, *Inverse Problem of Parameter Estimation* (IPPE) (MINKOWYCZ et al., 2006). Como resultado, as incógnitas anteriores se tornaram parâmetros de entrada, pois foram medidas diretamente no gabinete mostrado na Figura 3.13.

FIGURA 3.13 - VISTA EM PERSPECTIVA ISOMÉTRICA E VISTA EM CORTE



Fonte: Rigatti; Vargas; Balmant, (2017)

A linguagem FORTRAN foi usada para codificar os métodos descritos na seção 3.3 para simular a resposta do gabinete com o modelo matemático, ou seja, para obter a distribuição de temperaturas internas do gabinete. Os parâmetros de entrada são as características geométricas do gabinete, propriedades e condições de operação. Os

componentes e propriedades físicas foram retiradas da literatura técnica (BEJAN, 1993) e a geometria foi medida diretamente do gabinete de embalagem eletrônica testado e mostrado nas Figuras 3.11 e 3.12. A Tabela 3.5 mostra as propriedades dos componentes e as razões da vazão mássica de ar de entrada pela vazão mássica de ar total sugada para dentro do gabinete pelos dois ventiladores que cruzam os três filtros de entrada, e também é conduzido diretamente para o fonte de calor por um defletor colocado nos dois filtros de ar das portas no nível superior da fonte de calor.

TABELA 3.5 - PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS E FRAÇÕES DA TAXA DE FLUXO DE MASSA DE ENTRADA DE AR

No.	Nome componente	ρ_c (kg m^{-3})	c_c ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	$\dot{Q}_{\text{gen}}$ (W)	k ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_T}$
1	DIV_1	2700	910	0	100	0
2	DIV_2	2700	910	0	100	0
3	BOTTOM_DCK	2700	910	0	100	0
4	HEATER	7800	475	1600	100	0.05
5	TOP_DCK1	2700	910	0	100	0
6	TOP_DCK2	2700	910	0	100	0
7	FIL_1	1.225	718	0	0.0375	0.465
8	FIL_2	1.225	718	0	0.0375	0.465
9	FIL_3	1.225	718	0	0.0375	0.02
10	HAT	1.225	718	0	0.0375	1

Fonte: Vargas et al., (2022)

A Tabela 3.6 mostra a localização e dimensões dos componentes internos do gabinete de empacotamento de eletrônicos.

Os outros dados de entrada necessários para a parede dupla do gabinete utilizado nas simulações são: $t_{ins} = 0,01 \text{ m}$ (camada de ar isolante); $t_w = 0,005 \text{ m}$ (cada uma das duas paredes); $v_{a,ext} = 1 \text{ m}^{-1}$; os valores iniciais das temperaturas para EDO e temperatura ambiente $T_0 = T = 44,86^\circ\text{C}$ (318.01 K) e $44,61^\circ\text{C}$ (317.76 K) para 1,6 e 3,0 KW de potência na fonte, respectivamente:

$t_g = 20,0^\circ\text{C}$ (293.15 K); $\rho_a = 1,225 \text{ kgm}^{-3}$; $c_{v,a} = 718 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$; $c_{p,a} = 1000 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$; $k_a = 0,0375 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$; $\varphi_0 = 0,8$; $Pr_a = 0,72$; $\mu_a = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa s}$; $\rho_w = 2700 \text{ kgm}^{-3}$; $c_w = 910 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$; $\dot{m}_{a,in} = \dot{m}_{a,out} = 0,23 \text{ kgs}^{-1}$ (massa de ar total vazão acionada para dentro e para fora pelos dois ventiladores).

TABELA 3.6 – LOCALIZAÇÃO E DIMENSÕES DOS COMPONENTES INTERNOS DO GABINETE DE EMPACOTAMENTO DE ELETRÔNICOS

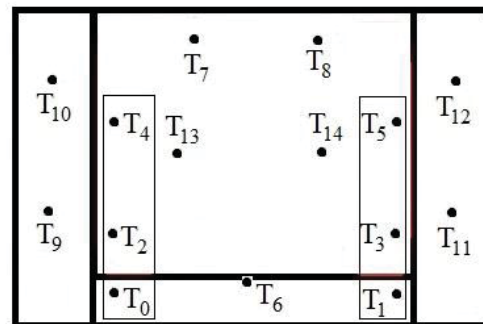
No.	Component name	x (m)	y (m)	z (m)	L _x (m)	L _y (m)	L _z (m)
1	DIV_1	0.263	0.1	0	0.012	0.75	1.84
2	DIV_2	1.7	0.1	0	0.012	0.75	1.84
3	BOTTOM_DCK	0.3	0.08	0.29	1.4	0.7	0.01
4	HEATER	0.82	0.224	0.35	0.4	0.4	0.13
5	TOP_DCK1	0.49	0.073	1.84	1	0.35	0.1
6	TOP_DCK2	0.49	0.48	1.84	1	0.3	0.1
7	FIL_1	0.231	0	0.495	0.462	0.1	1.155
8	FIL_2	1.254	0	0.495	0.462	0.1	1.155
9	FIL_3	1.32	0	0.165	0.363	0.1	0.099
10	HAT	0	0	1.948	2.2	1	0.5

Fonte: Vargas.et al., (2022)

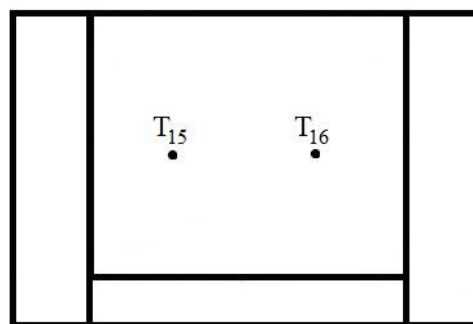
(conclusão)

Neste ponto, para a validação experimental do modelo, foram utilizados dois (02) conjuntos de dados médios obtidos com diferentes configurações de potência da fonte de calor (1600 e 3000 W).

FIGURA 3.14 – LOCALIZAÇÃO TERMISTORES



(a)



(b)

Fonte: O Autor, Vargas et al. (2022)

Em seguida, os valores absolutos do erro relativo entre as temperaturas medidas e simuladas foram tomados, como segue:

$$\gamma_k(u_x, u_z) = \left| \frac{T_{\text{exp}} - T_{\text{sim}}(u_x, u_z)}{T_{\text{exp}}} \right|_k \leq \text{tol}, k = 0, 1, 2, 3, 4, 5 \quad (3.24)$$

O método da força bruta (KINCAID, 1991), é utilizado para procurar o par (u_x, u_z) , isto faz $\gamma_k(u_x, u_z)$ ser menor que a tolerância especificada desejada (por exemplo, a incerteza relativa experimental máxima entre os dados medidos). O processo será conduzido dentro de um intervalo especificado $u_{\min} \leq (u_x, u_z) \leq u_{\max}$, usando intervalos de discretização especificados $(\Delta u_x, \Delta u_z)$.

Sequencialmente, um segundo conjunto de dados, em diferentes condições do primeiro conjunto, é utilizado para validação experimental do modelo. As medidas de temperatura estão nos mesmos locais T_0, T_2 e T_4 (lado esquerdo) e T_1, T_3 e T_5 (lado direito), nas posições listadas na Tabela 3.1, também demonstradas nos retângulos da Figura 3.14. Foi comparadas às temperaturas calculadas numericamente com as mesmas constantes ajustadas e encontradas através do ajuste do modelo. O mesmo critério dado pela Equação (3.24) deverá ser verificado para considerar o modelo validado.

As medições de temperatura foram realizadas em três execuções para produzir os conjuntos de dados 1 e 2, e a média foi considerada como o valor em cada local. O desvio padrão das medições foi realizado duas vezes nas execuções experimentais como limite de precisão para um intervalo de confiança de 95% (assumindo uma distribuição normal uni modal simétrica) (KIM, 1993) e (VAN BELLE, 2008).

As incertezas de temperatura seguem os critérios padrão da Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos, ASME (VAN BELLE, 2008), que são dadas por:

$$U_a = \sqrt{P_a^2 + B_a^2} \quad (3.26)$$

ou

$$\frac{U_a}{a} = \sqrt{\left(\frac{P_a}{a}\right)^2 + \left(\frac{B_a}{a}\right)^2} \quad (3.27)$$

onde B_a é o limite da quantidade, e P_a o limite de precisão, ou seja, $2\sigma_a$. Conseqüentemente, U_a é a incerteza das medidas da quantidade A, sendo as temperaturas medidas neste estudo.

A calibração dos termistores atende a precisão YSI44004 de $\pm 0.005^\circ\text{C}$ limite muito menor do que os limites de precisão calculados, que, portanto, considera-se a incerteza real das temperaturas medidas.

3.5 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA PARA MÁXIMA DISSIPACÃO DE CALOR A VOLUME FIXO

O objetivo é maximizar a transferência de calor entre o interior do gabinete de telecomunicações (com volume fixo) e o ambiente externo.

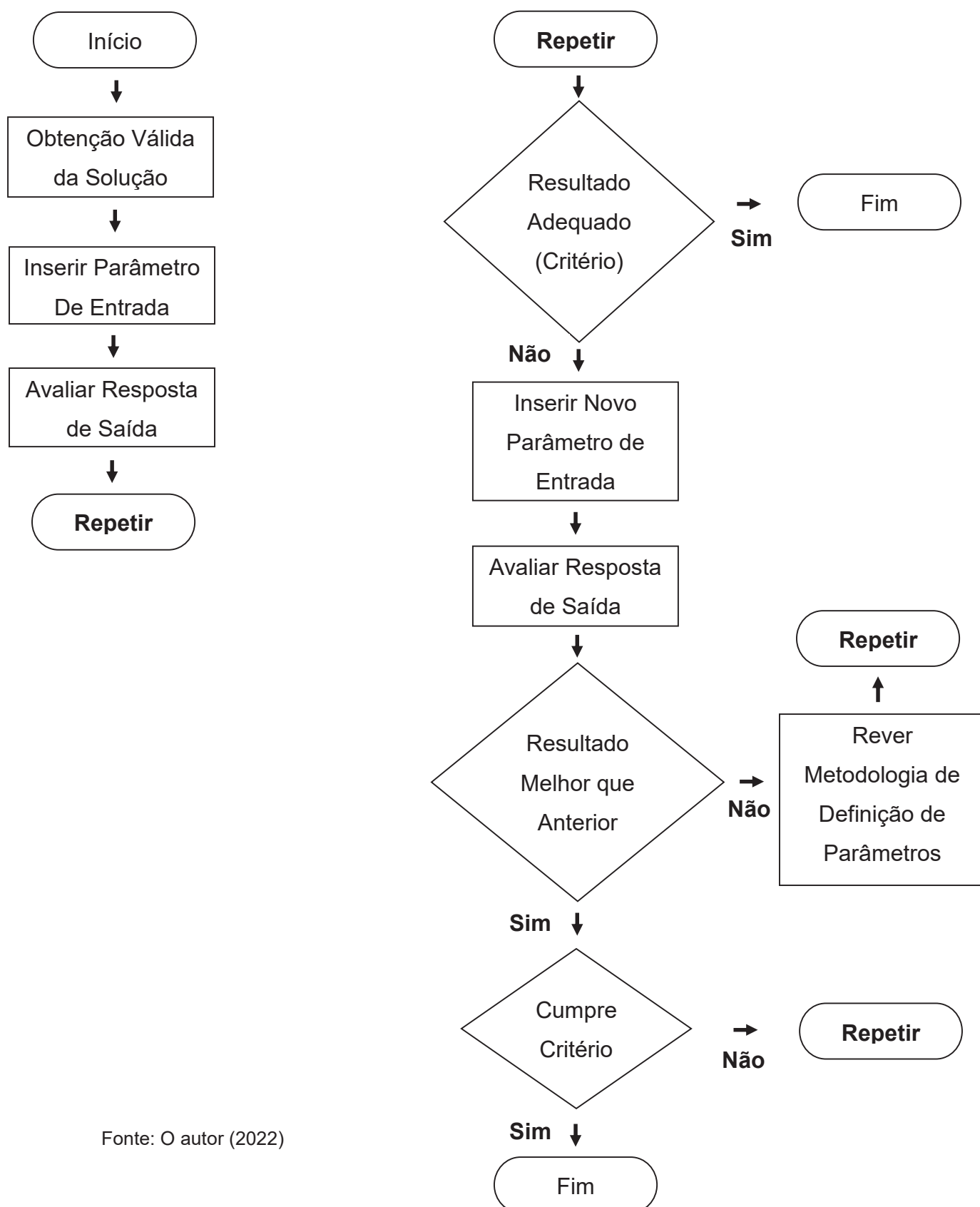
Assim, com auxílio da ferramenta computacional proposta, objetivou-se encontrar a melhor condição de variável dentre todas as possíveis configurações testadas neste estudo.

Especificamente, o modelo foi utilizado para estudar a melhor posição com relação a resposta térmica do sistema através das seguintes configurações:

- (i) O efeito da variação da altura [eixo (z)] de uma (01) fonte de calor na resposta térmica do sistema;
- (ii) O efeito entre duas (02) fontes geradoras de calor onde, variou-se a distância das mesmos no eixo (x), com potência total somada das fontes em $\dot{Q}_{gen} = 3 \text{ KW}$, para assim ser possível distribuir de maneira ideal no eixo (x) a geração de calor no interior do gabinete de telecomunicações com duas fontes.

A Figura 3.15 demonstra um fluxograma que representa os principais passos a serem realizados durante o processo de otimização.

FIGURA 3.15 – FLUXOGRAMA PASSOS PARA OTIMIZAÇÃO



Fonte: O autor (2022)

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados conforme propostas deste trabalho de tese.

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A resposta térmica do gabinete de telecomunicações na prática é obtida através dos ensaios realizados na câmara térmica presente no Laboratório de Máquinas Térmicas – LMH. O gabinete é submetido à temperatura externa aproximadamente constante. Ainda é parâmetro a variação da potência da resistência elétrica e o fluxo de ar no interior do gabinete. Então é possível encontrar três variáveis de interesse: Temperatura média no interior do gabinete de telecomunicações em regime estacionário; Desempenho da troca de calor com o calor gerado pela resistência em relação a convecção forçada simulado pelos ventiladores do gabinete de telecomunicações; e Desempenho de troca térmica com a variação do fluxo de ar, aumentando a potência dos ventiladores no sistema de exaustão do gabinete de telecomunicações, de forma mais específica é possível ter o gradiente em tempo real dos 30 termistores distribuídos no sistema.

Os testes experimentais consistem em analisar as respostas térmicas do gabinete de telecomunicações. Neste momento dois pacotes de testes térmicos realizados no LMH podem ser demonstrados. O pacote principal possui seis testes experimentais. Na Tabela 4.1 é demonstrado dados de alguns testes realizados conforme variação dos parâmetros de operação:

TABELA 4.1 – RESULTADOS PACOTE DE TESTES 1

Bastidor PA 2000		Teste 1	Teste 2	Teste 3
Ventiladores		1	2	4
Potência dissipada	[W]	1600	3000	4225
Temperatura média interna T_m	[°C]	56,69	55,46	51,32
Temperatura média da câmara T_c	[°C]	44,86	44,61	44,74

Bastidor PA 2000		Teste 1	Teste 2	Teste 3
Delta ΔT	[°C]	11,83	10,85	6,58
UA	[W/K]	135,24	276,38	642,21
Fonte: UFPR		(conclusão)		

Na Tabela 4.2 são apresentadas as temperaturas médias internas do gabinete de telecomunicações em todos os 17 termistores contidos no gabinete. Também é mostrada a temperatura média da câmara térmica, representados a partir do termistor 24, referente aos pacotes de dados da Tabela 4.2.

TABELA 4.2 - RESUMO DAS TEMPERATURAS MÉDIAS OBTIDAS DURANTE OS TESTES

Ponto	Teste 1	Teste 2	Teste 3
T ₀	54,71	55,27	50,94
T ₁	55,83	50,79	46,30
T ₂	55,60	55,83	52,44
T ₃	58,30	57,24	52,41
T ₄	57,36	58,58	54,61
T ₅	62,26	60,74	55,70
T ₆	45,98	42,05	42,99
T ₇	62,04	61,25	55,70
T ₈	58,11	57,40	50,79
T ₉	42,83	42,01	48,51
T ₁₀	47,00	48,12	49,55
T ₁₁	48,40	44,46	42,57
T ₁₂	56,56	54,27	44,97
T ₁₃	55,40	51,22	46,87
T ₁₄	47,02	48,88	47,25
T ₁₅	55,73	50,79	44,86
T ₁₆	45,93	45,13	42,16
T ₂₄	43,19	43,18	39,95
T ₂₅	44,68	50,46	46,56
T ₂₆	48,87	46,34	43,33
T ₂₇	46,31	42,11	40,32
T ₂₈	39,34	36,49	51,19
T ₂₉	47,47	40,66	39,67
T ₃₀	44,15	52,99	52,19
Temperatura média da câmara	44,86	44,61	44,74

Temperatura média interna do compartimento frontal	56,69	55,46	51,32
Fonte: UFPR	(conclusão)		

4.2 RESULTADO DO AJUSTE E VALIDAÇÃO DO MODELO

Como comentando anteriormente o primeiro passo da validação experimental foi ajustar o modelo matemático com os dados experimentais - IPPE (MINKOWYCZ, 2006) e determinar uma distribuição aproximada da velocidade do ar interno de acordo com uma metodologia descrita anteriormente. Para isso, a malha convergente teve um total de 7500 elementos de volume (nesta análise), de acordo com o critério de definição por Equação (3.10).

A solução para o IPPE foi o par $(u_x \text{ e } u_z) = (0,1 ; 0,5) \text{ ms}^{-1}$ que satisfaz a Equação (3.24) tendo $tol = 0,12$ (a incerteza de temperatura calculada mais alta).

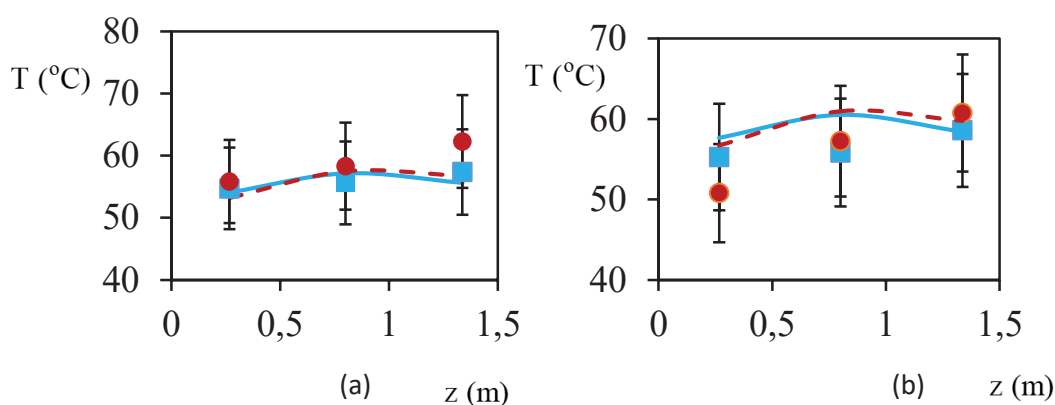
Isso foi feito dentro do intervalo $0,01 \leq (u_x \text{ e } u_z) < 1$, usando $(\Delta u_x \text{ e } \Delta u_z) = (0,01 ; 0,01)$. A Figura 3.14(a) mostra os perfis de temperatura verticais calculados numericamente dentro do gabinete, tendo à esquerda $(T_0, T_2 \text{ e } T_4)$ com uma linha sólida e a direita $(T_1, T_3 \text{ e } T_5)$ com linha tracejada, para os pontos selecionados mostrados na Gráfico 4.1(a).

As temperaturas obtidas experimentalmente são mostradas com barras de erro que foram calculados com a Equação (3.27), e estabelecidos como $(U_T/T)_m = 0,12$. Os resultados numéricos estão dentro das barras de erro como esperado, portanto com boa concordância qualitativa e quantitativa com os resultados experimentais. Como resultado, o modelo foi considerado ajustado para o primeiro conjunto de dados ($\dot{Q}_{gen} = 1600 \text{ W}$).

Após realizar o ajuste do modelo, o próximo passo foi a validação experimental do modelo. Esta etapa foi alcançada usando o segundo conjunto de dados experimentais, ou seja, com configuração de potência da fonte de calor ajustada para ($\dot{Q}_{gen} = 3000 \text{ W}$). O par ajustado foi $(u_x \text{ e } u_z) = (0,1 ; 0,5) \text{ ms}^{-1}$, usado então como entrada para o cálculo matemático do modelo, para assim, obter numericamente a distribuição de temperatura do gabinete em regime permanente. A resposta da simulação é mostrada em linhas sólidas (esquerda) e tracejadas (direita) no Gráfico 4.1(b), para os pontos selecionados no Gráfico 4.1(a). As curvas de temperatura

obtidas na simulação estão dentro das barras de erro, para as linhas verticais esquerda e direita. Portanto, houve boa concordância quantitativa e qualitativa entre e resultados experimentais com o uso da distribuição aproximada das velocidades do ar interno do gabinete, de modo que é razoável esperar que o modelo possa ser usado de forma confiável para simular e analisar a resposta do gabinete sob diferentes condições geométricas e de operação, assim considerado validado experimentalmente.

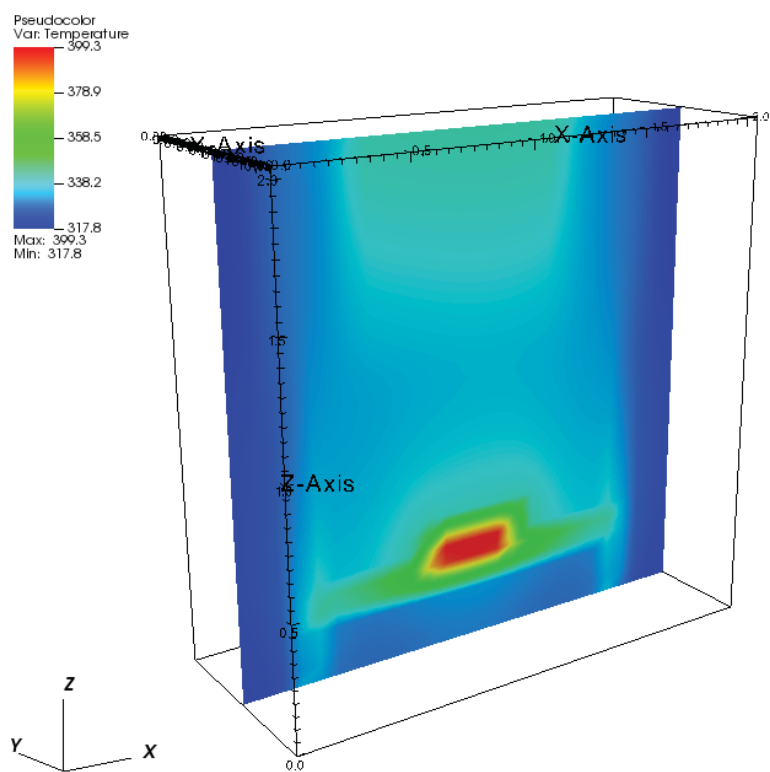
GRÁFICO 4.1 – AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO COM PACOTE DE DADOS DE 1.6 KW (a) E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL COM PACOTE DE DADOS AJUSTADO EM 3 KW (b)



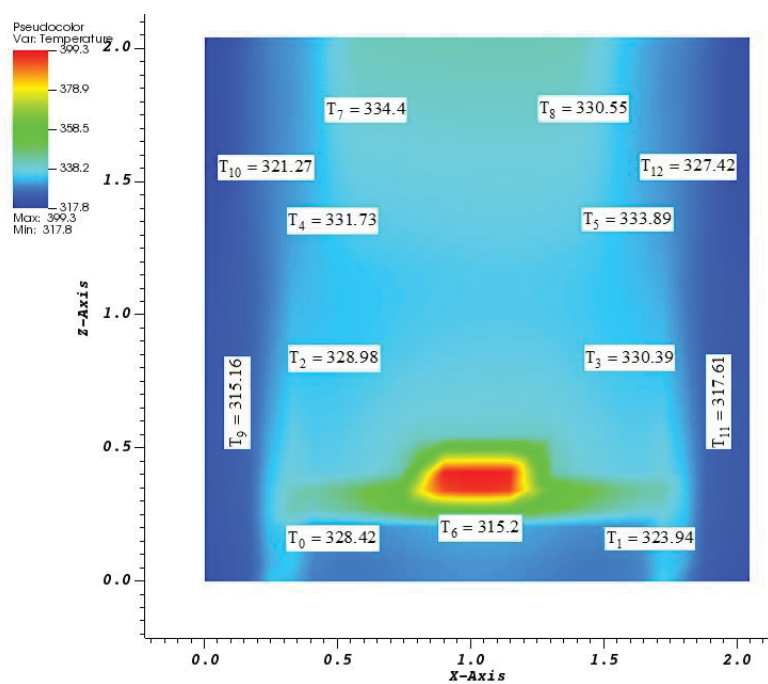
Fonte: O Autor, Vargas et. al. (2022)

Embora apenas a medida esquerda (T_0 , T_2 e T_4) e direita (T_1 , T_3 e T_5) foram usadas para ajuste do modelo e validação experimental, a Figura 4.1 completa a avaliação de validação experimental visualmente usando todos os sensores que foram colocados na vertical do gabinete no plano médio, ou seja, em $y = 425$ mm, para a fonte de calor ajustada em 3000 W de potência. Para essa visualização, foi utilizado o software disponível publicamente VisIt33, o qual é capaz de produzir a imagem tridimensional (3D) da distribuição de temperaturas simuladas no plano $y = 425$ mm na Figura 4.1 (a). Além disso, uma vista plana da distribuição de temperaturas simuladas no plano médio vertical do gabinete é mostrado na Figura 4.1 (b). Também é mostradas 13 temperaturas obtidas experimentalmente. Desta forma, é possível confirmar que existe uma boa concordância qualitativa entre os resultados experimentais e numéricos.

FIGURA 4.1 – VISÃO TRIDIMENSIONAL DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA (a), E VISTA BIDIMENSIONAL DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA (b)



(a)



(b)

Fonte: O Autor, Vargas et. al. (2022)

4.3 RESULTADO DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL E OTIMIZAÇÃO

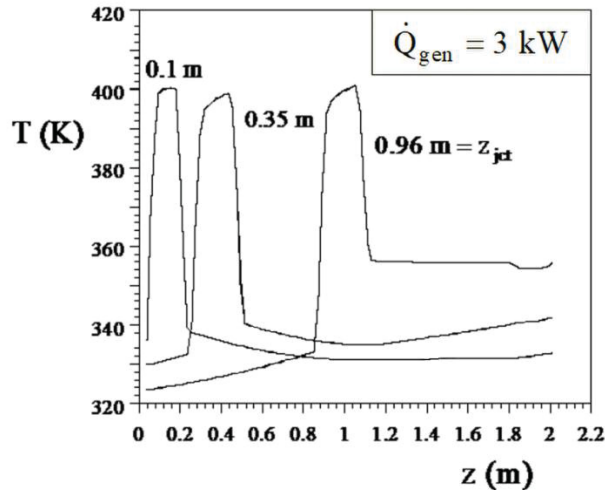
No trabalho de Rigatti (2018) os três (03) pacotes definidos para simulação foram com a fonte de geração de calor ajustada nas potências de 1600 W, 3000 W e 4225 W. Observou-se que a simulação computacional conseguiu representar com equidade os locais onde encontram-se a entrada de ar com temperatura inferior vindas dos filtros de ar (RIGATTI, 2018) e ainda a progressão térmica que ocorre do centro da resistência elétrica aos seus arredores, com a maior taxa sendo atraída pelos ventiladores no topo (RIGATTI; VARGAS; BALMANT, 2017).

Avançando no estudo e conforme proposto, abordou-se a primeira condição (i): O modelo matemático validado experimentalmente do gabinete é utilizado para realizar uma análise paramétrica do sistema, otimização e simulação de transientes. A análise começa investigando o impacto da altura da fonte de calor na distribuição de temperatura na linha vertical média no plano $y = 425$ mm. O Gráfico 4.2 mostra os resultados da simulação em estado estacionário para a configuração de potência da fonte de calor $\dot{Q}_{gen} = 3$ KW. A temperatura da fonte de calor pode ser interpretada como a temperatura de junção (VASSIGHI; SACHDEV, 2006), que é definida como a temperatura operacional mais alta do semiconductor real (ou circuito integrado gerador de calor) em um dispositivo eletrônico.

Todos os fabricantes de chips especificam um limite superior seguro para a temperatura de junção, T_{jct} , geralmente em torno de 150 °C (ou mesmo 175 °C) (Khazaka R, 2015). No entanto, quanto mais frio forem os chips, mais eles tendem a se aproximar de sua vida útil máxima. A prática usual dos fabricantes é estabelecer graus de temperatura do ambiente operacional dependendo do segmento de mercado. Por exemplo, a maior parcela do mercado de eletrônicos opera à (0 °C a + 85 °C), Na eletrônica militar (-65 °C a + 125 °C), a qual ocupa menos de 1% do setor, enquanto a eletrônica automotiva (-55 °C a + 150 °C) com parcela de mercado próximo aos 5%. Algumas outras aplicações requerem temperaturas muito mais altas, como a exploração espacial (por exemplo, a superfície de Vênus a 485 °C); setor de petróleo e gás (temperaturas de fundo de poço até 325 °C); e controles distribuídos por aeronaves (150 °C a 350 °C). Alguns materiais específicos permitem que tais circuitos operem nestas condições por um curto espaço de tempo. A operação de maior

duração requer um gerenciamento térmico complexo, como resfriamento de fluido, para manter os componentes eletrônicos em temperaturas seguras (VASSIGHI; SACHDEV, 2006), (KHAZAKA et al., 2015).

GRÁFICO 4.2 - O EFEITO DA VARIAÇÃO DA ALTURA DA JUNÇÃO NA TEMPERATURA DE PICO NA LINHA VERTICAL MÉDIA DO GABINETE DO PLANO VERTICAL MÉDIO X-Z.



Fonte: O Autor, Vargas et. al. (2022)

Inicialmente, foram realizadas simulações para três diferentes alturas no eixo (z) de junção da fonte de calor, ou seja, $z_{jct} = 0,1$; $0,35$ e $0,96 \text{ m}$ (altura da linha de fundo da fonte de calor), produzindo três perfis verticais de temperatura. Para a configuração de potência da fonte de calor em 3 kW , o Gráfico 4.2 mostra que a temperatura máxima de pico (junção) calculada foi $T_{jct} = 401.04 \text{ K}$ (127.89°C), que ainda está abaixo de 150°C , ou seja, a temperatura de junção segura conforme discutido acima. Em todos eles, como esperado, a temperatura atinge o pico no local da fonte onde o calor é gerado. As três curvas indicam que há uma oportunidade de otimização fundamental para esse local, uma vez que a temperatura de pico inicialmente diminui e depois aumenta à medida que z_{jct} aumenta dentro da faixa testada. Essa localização ideal é explicada fisicamente analisando dois extremos: (1) quando $z_{jct} \rightarrow 0$, a fonte de calor se aproxima do fundo do gabinete onde o solo externo é um dissipador de calor, em $T_g = 20^\circ \text{C}$ (293.15 K), mas também à medida que se aproxima do fundo do gabinete, perde contato térmico com o fluxo de ar externo aspirado pelos ventiladores e, como resultado, a temperatura de junção, T_{jct} ,

aumenta e (2) quando $z_{jct} \rightarrow L_z$, a fonte de calor se afasta do fundo do gabinete (dissipador de calor), e à medida que a altura da junção aumenta, há um bom contato térmico com a corrente de ar externa aspirada pelos ventiladores, mas o ar quente sobe devido à menor densidade, e como resultado de tais efeitos combinados, a temperatura de junção, T_{jct} também aumenta.

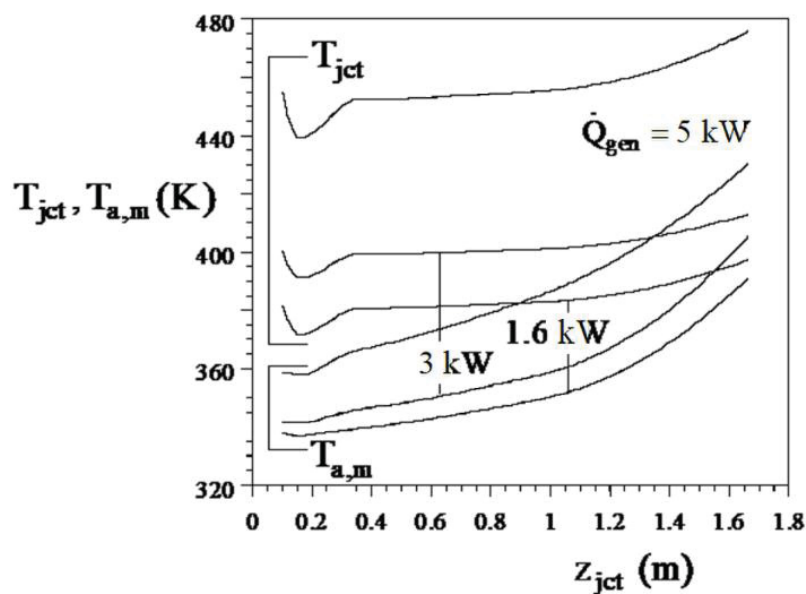
Como resultado da análise apresentada acima, a investigação da variação da altura da fonte de calor, z_{jct} , foi continuada com mais detalhes para $0,1\text{ m} \leq z_{jct} \leq 1,66\text{ m}$. Além de monitorar a temperatura da junção T_{jct} , a análise também registrou a temperatura máxima do ambiente (ar) dentro do gabinete que envolve a fonte de calor, $T_{a,m}$. O Gráfico 4.3 (a) demonstra que foi encontrada uma altura ótima da fonte de calor, $z_{jct,opt}$, que levou a uma temperatura mínima de junção, $T_{jct,min}$. No entanto, não foi encontrado um mínimo claro para $T_{a,m}$, mas os resultados da simulação permitiram avaliar a temperatura média do ambiente operacional de acordo com o segmento de mercado, conforme discutido anteriormente, e correlacioná-la com a temperatura de junção.

Em relação à minimização da temperatura de junção, os resultados foram obtidos para três (03) configurações de potência da fonte de calor ($\dot{Q}_{gen} = 1,6; 3 \text{ e } 5\text{ kW}$). Para a configuração de potência de 5 kW, a mesma temperatura inicial e de ambiente da configuração de 3 kW foi usada, ou seja, $T_0 = T = 44,61\text{ °C}$ ($317,76\text{ K}$). Em todos os casos, os ótimos foram encontrados e foram nítidos para a temperatura mínima da junção, ou seja, para as três configurações de potência, $T_{jct,min} = 98,5; 118,0 \text{ e } 166,2\text{ °C}$, a diferença entre a junção mais alta e a mais baixa calculada de temperatura foi $DT_{jct} = 25,7$ (26,1%); 22,0 (18,7%) e 36,5 °C (22,0%), respectivamente.

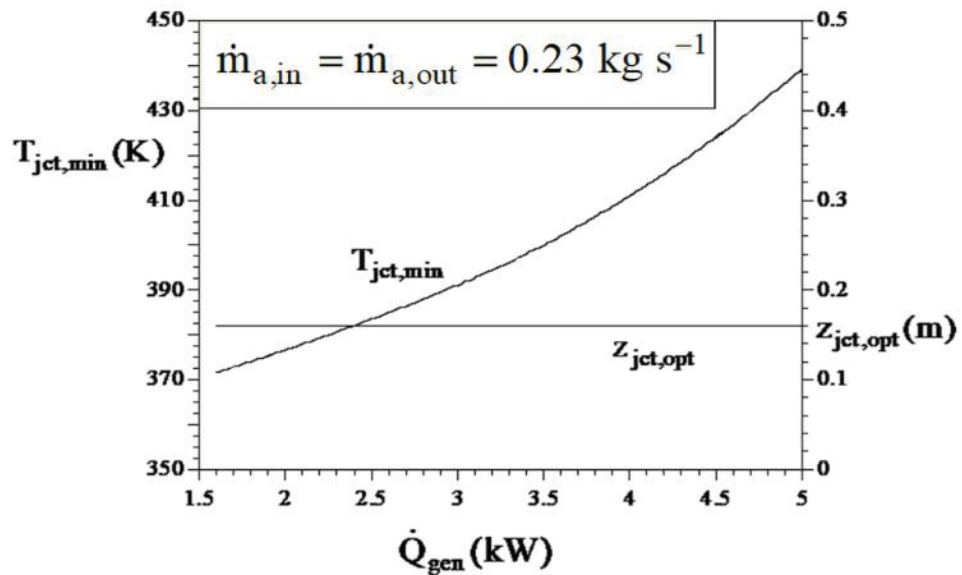
Mais importante, sua localização foi considerada “robusta” em relação à variação da configuração de potência da fonte de calor, o que é uma descoberta valiosa do ponto de vista do projeto. Os resultados foram obtidos para $\dot{m}_{a,in} = \dot{m}_{a,out} = 0,23\text{ kgs}^{-1}$ (vazão de massa de ar total conduzida para dentro e para fora do gabinete movida pelos dois ventiladores), possível ver na Figura 4.3(b), que mostra que $T_{jct,min}$, aumenta monotonicamente com $\dot{Q}_{gen}$, e que $z_{jct,opt} = 0,16\text{ m}$, é realmente robusto em relação à variação de $\dot{Q}_{gen}$.

Por fim, uma simulação transiente foi realizada numericamente com o modelo. Como resultado da otimização do gabinete realizada anteriormente, a fonte de calor foi colocada na altura ideal para obter os resultados mostrados no Gráfico 4.4 de modo que a temperatura mínima possível de junção fosse esperada com o gabinete analisado. Assim o Gráfico 4.4 representa a evolução transitória da temperatura mínima da junção e da temperatura máxima do ar interno sob configurações variáveis de potência da fonte de calor. A resposta térmica transiente do gabinete de embalagem eletrônica foi determinada para alterações na configuração de potência da fonte de calor da seguinte forma: $\dot{Q}_{gen} = 1,6 \text{ kW}$ (3000 s), 3 kW (3000 < t < 4000 s), 1,6 kW (4000 < t < 5000 s), 5 kW (5000 < t < 6000 s) e 1,6 kW (6000 < t < 6500s). O tempo total de CPU necessário para toda a simulação foi de 149,43 s, ou seja, abaixo de 3 min, que qualificou o MEV como um modelo compacto de sistemas eletrônicos complexos (SHAPIRO B, 2003) (DILAY E, 2015), ou seja, computacionalmente rápido e suficientemente preciso. O Gráfico 4.3 representa a minimização da temperatura da junção em relação à altura da junção e o impacto na temperatura máxima do ar interno (a), e a temperatura mínima da junção e a altura ideal da junção em relação à configuração de potência da fonte de calor (b).

GRÁFICO 4.3 - MINIMIZAÇÃO DA TEMPERATURA (a), TEMPERATURA MÍNIMA DA JUNÇÃO (b).



(a)



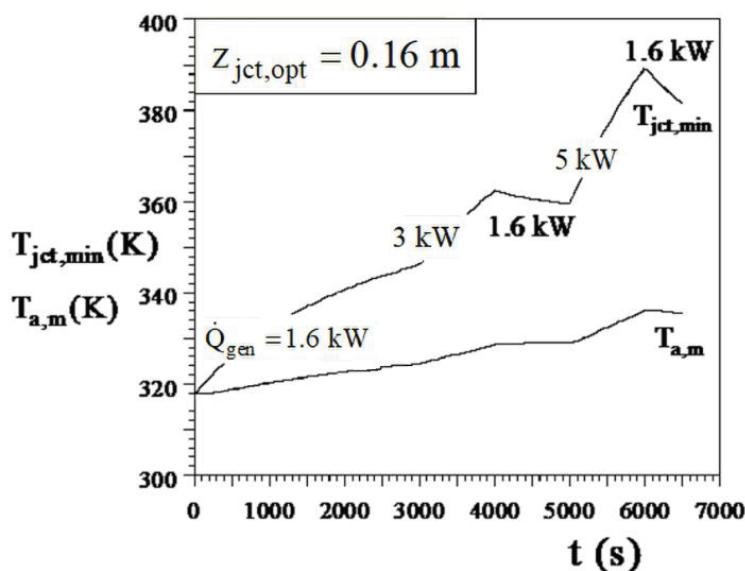
(b)

Fonte: O Autor, Vargas et. al. (2022)

Além de informações sobre o tempo necessário para atingir novos níveis de temperatura de junção, os resultados demonstram que a temperatura de junção varia significativamente de um nível de potência para outro. Tal efeito, que se torna cada vez mais importante à medida que a geração de calor aumenta. Já, a temperatura máxima de operação do ar circundante permaneceu relativamente igual, não afetada devido à maior inércia térmica.

Observou-se também que os gradientes de temperatura de junção se demonstram sensíveis quanto a variação da geração de calor (mais alta), apesar da baixa temperatura operacional circundante, mesmo para intervalos não muito longos, conforme testado neste estudo, ou seja, 1000 s (~17 min).

GRÁFICO 4.4 - TEMPERATURA MÍNIMA DA JUNÇÃO E DA TEMPERATURA MÁXIMA DO AR INTERNO VARIANDO A POTÊNCIA



Fonte: O Autor, Vargas et. al. (2022)

Portanto, ao olhar apenas para a temperatura de operação, a variação para permanecer dentro da faixa de operação desejada pode levar a desconsiderar os picos de temperatura de junção que podem eventualmente causar mau funcionamento ou redução da vida útil do chip, conforme discutido anteriormente. Tal observação reforça a importância da disponibilidade de modelos rápidos e precisos para o projeto adequado de embalagens eletrônicas e operação em tempo real.

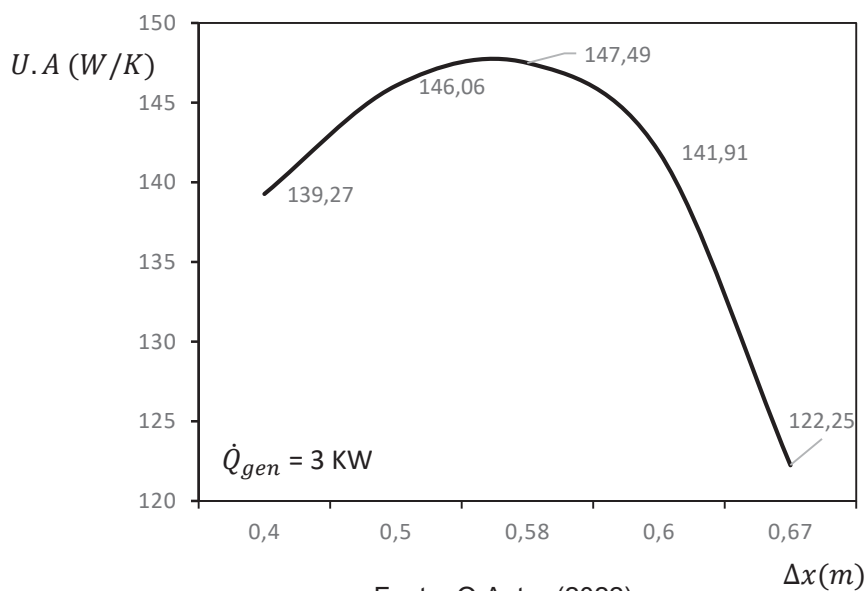
Para segunda condição proposta (ii), utilizou-se um pacote de dados com duas (02) fontes calor, que somadas possuem $\dot{Q}_{gen} = 3$ KW.

Assim, buscou-se encontrar a melhor posição entre tais fontes, alterando suas posições no eixo (x) do gabinete. O objetivo foi encontrar a posição que maximiza a transferência de calor do interior do gabinete para ambiente externo.

Considerando ambas as fontes posicionadas em igual distância das paredes laterais do gabinete [esquerda fonte (a) e direita fonte (b)], encontrou-se através da simulação computacional via modelo validado a configuração ideal do eixo $x = 0,58$ m tomando como base o ponto (0; 0; 0) para fonte (a) e $x = 1,12$ m para fonte (b). Ou seja, a distância de 0,58 m da lateral de cada fonte para parede lateral mais próxima do gabinete. Através da Figura 4.5 é possível verificar a variação da transferência de

calor entre o ar interno e o ar externo ao gabinete conforme varia a distância entre as fontes de calor.

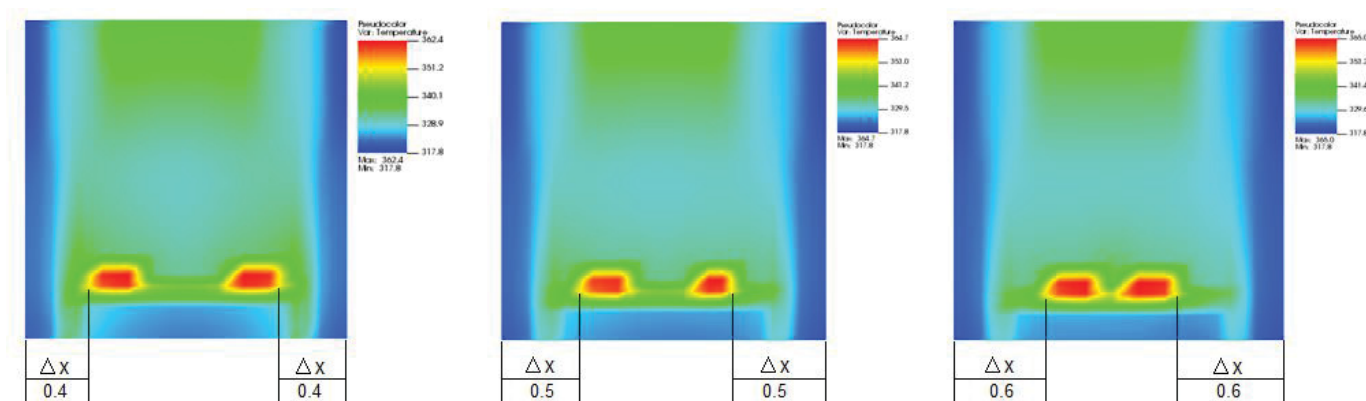
GRÁFICO 4.5 – A TRANSFERÊNCIA DE CALOR QUANDO VARIADA A DISTÂNCIA ENTRE FONTES GERADORAS DE CALOR COM RELAÇÃO AO EIXO (Y)



Demonstrativamente é possível visualizar os gradientes de temperatura e variações de posicionamento de fontes na Figura 4.2, onde a distância das fontes com relação as paredes laterais (esquerda e direita) é variado.

No Gráfico 4.5 é possível visualizar a condutância máxima atingida no ponto $\Delta x(m) = 0,58$; com valor de $U.A = 147,49 W/K$.

FIGURA 4.2 – VARIAÇÃO DA POSIÇÃO DE AMBAS AS FONTES DE GERAÇÃO DE CALOR



5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Um estudo teórico, experimental e numérico produziu um modelo matemático confiável e simplificado de armários de embalagens eletrônicas para engenharia de sistemas usando o MEV. O modelo matemático foi validado experimentalmente com dois conjuntos de dados de temperaturas medidas. Após validação, o modelo foi utilizado para otimizar a resposta térmica do gabinete para máxima dissipação de calor, e a resposta transitória do sistema sob carga de calor variável foi investigada. As principais conclusões do estudo foram as seguintes:

1. foram obtidas avaliações rápidas e suficientemente precisas da resposta térmica do gabinete, tanto no estado estacionário quanto no regime transitório;
2. os mínimos agudos para a temperatura da junção foram obtidos a uma altura ideal, ou seja, $T_{jct,min} = 98,5; 118,0 \text{ e } 166,2 \text{ } ^\circ\text{C}$, com a diferença entre as temperaturas de junção mais alta e mais baixa sendo $DT_{jct} = 25,7 (26,1\%), 22,0 (18,7\%) \text{ e } 36,5 \text{ } ^\circ\text{C} (22,0\%)$;
a resposta térmica do gabinete em estado estacionário foi obtida numericamente em menos de 20 s, e a resposta transiente do gabinete de 6500 s sob condições de carga variável foi simulada em menos de 3 min;
3. a simulação da resposta transitória do gabinete operando com a altura de junção ótima demonstrou que não é recomendável manter apenas a temperatura do ar circundante dentro de uma faixa de operação desejada. Picos de temperatura de junção foram detectados nas simulações, o que pode causar mau funcionamento ou redução da vida útil do chip, e
4. espera-se que as mesmas compensações físicas observadas neste estudo existam em qualquer gabinete de embalagem eletrônica com uma ou mais fontes de calor, não importa quão complexo seja o projeto real.

Por fim, com base nos resultados encontrados neste estudo, espera-se também que a posição da fonte de calor e a distribuição dos pontos geradores de calor influencie o desempenho térmico do sistema. Portanto, é razoável afirmar que os posicionamentos das fontes de calor dentro dos gabinetes de empacotamento de eletrônica de potência devem ser considerados como parâmetros a serem otimizados para a temperatura mínima de junção, não importa quão complexo seja o projeto real do gabinete.

Sugere a utilização da metodologia em diferentes tipos de sistemas térmicos, a fim de avançar no campo de análise.

Sugere-se também, uma análise do uso desta ferramenta em metodologias tradicionais de projetos, buscando definir, dentro das fases de um projeto o correto e melhor momento para sua utilização.

REFERÊNCIAS

Abebe R, Vakil G, Lo Calzo G, et al. FEA based thermal analysis of various topologies for integrated motor drives (IMD). In: Proceedings of the IECON 2015: 41st annual conference of the **IEEE industrial electronics society**, Yokohama, Japan, 9–12 November 2015.

ALAOUI, C.; SALAMEH, Z. M. A Novel Thermal Management for Electric and Hybrid Vehicles. **IEEE transactions on vehicular technology**, v. 54, n. 2, p. 468 – 476, 2005.

ANAND, N. K.; KIM, S. H.; FLETCHER, L. S. The effect of plate spacing on free convection between heated parallel plates. **Journal of heat transfer**, EUA, v. 114, n. 2, p. 515-518, 1992.

ANDRESEN, M.; LISERRE, M. Impact of active thermal management on power electronics design. **Microelectronics reliability**, v. 54, Ed. 9-10, p. 1935–1939, 2014.

ASME Editorial Board. Journal of heat transfer editorial policy statement on numerical accuracy. *J Heat Trans* 1994; 116: 797–798.

BAGNOLI, P. E. et al. A thermomechanical solver for multilayer power electronic assemblies integrated into the DJOSER thermal simulator. **Journal of electronic packaging**, v. 133, n. 1, p. 11005, 2011.

BAR-COHEN, A.; KRAUS, A. D. **Advances in Thermal Modeling of Electronic Components and Systems**, v. 2, 1ª Ed. New York: ASME Press, 1990.

BAR-COHEN, A.; ROHSENOW, W. M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates, **Journal of heat transfer**, v. 106, p. 116123, 1984.

BAR-COHEN A, MAURER JJ AND ALTMAN DH. Embedded cooling for wide bandgap power amplifiers: a review. **J Electron Packag** 2019; 141: 040803.

Bejan A. **Heat transfer**. New York: Wiley, 1993.

BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. 2^a Ed. New York: John Wiley & Sons, 1995.

BENSOUSSAN, A. Microelectronic Reliability Models for more than moore Nanotechnology Products, **Electronics and Energetics** Vol. 30, No 1, March 2017, pp. 1 – 25.

BITTENCOURT, L. S. **Ventilation as a Cooling Resource for Warm Humid Climates**: an investigation on the influence of geometric aspects of perforated block walls to improve ventilation inside low-rise buildings. 1993. Tese (Doutorado em Arquitetura) – Architectural Association Graduate School, Londres, 1993.

BRELJE BJ AND MARTINS JRRA. Electric, hybrid, and turboelectric fixed-wing aircraft: a review of concepts, models, and design approaches. **Prog Aerosp Sci** 2019: 104: 1–19.

CAMPOS, M. C. Modelagem, simulação e otimização numérica e experimental de sistemas de resfriamento de equipamentos eletrônicos e motores stirling. 2004. 114 f. **Tese de Doutorado**- Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2004.

CASTILHOS, G. M. Gerenciamento Térmico e Energético de MPSOCS.2017.97 f. **Tese de Doutorado** – Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, 2017.

CHI, J. & DIDION, D., 1982, **A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump**, International Journal of Refrigeration, Vol.5, No.3, pp.176-184

DIAS, F. G. et al. Notional all-electric ship thermal simulation and visualization. **Electric ship technologies symposium, 2009**. ESTS 2009. IEEE, p. 539-546.

DILAY, E. et al. The experimental validation of a transient power electronic building block (PEBB) mathematical model. **Applied thermal engineering**, v. 60, n. 1, p. 411-422, 2013.

DILAY, E. Modelagem e simulação para engenharia de sistemas: acondicionamento de eletrônicos, navios elétricos e fotobiorreatores. 2013. 198 f. **Tese de Doutorado** - Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

DILAY, E. et al. A volume element model (VEM) for energy systems engineering. **International journal of energy research**, v. 39, n. 1, p. 46-74, 2014.

Dilay E, Vargas JVC, Souza JA, et al. A volume element model (VEM) for energy systems engineering. **Int J Energ Res** 2015; 39: 46–74

ETSI EN 300 019-2-4 V2.2.1 (2003-03) European Standard (Telecommunications series) Environmental Engineering (EE); Environmental conditions and environmental tests for telecommunications equipment; Part 2-4: Specification of environmental tests; Stationary use at non-weatherprotected locations. Disponível em: <http://www.etsi.org/deliver/etsi_en/300001_300099/3000190204/02.02.01_60/en_3000190204v020201p.pdf>. Acesso em: 21 jan. 2018.

ETSI EN 300 753 V1.2.1 (2009-03) European Standard (Telecommunications series) Equipment Engineering (EE); Acoustic noise emitted by telecommunications equipment. Disponível em: <http://www.etsi.org/deliver/etsi_en/300700_300799/300753/01.02.01_40/en_300753v010201o.pdf>. Acesso em: 21 jan. 2018.

FRANK, A.; HEIDEMANN, W; SPINDLER, K. Electronic component cooling inside switch cabinets: combined radiation and natural convection heat transfer. **Heat and Mass Transfer**, 55:699–709, 2018.

GOLDSTEIN, R.J. et al. Heat transfer – a review of 2000 literature. **International journal of heat and mass transfer**, v.45, p. 2853–2957, 2002.

GOUVEA, M.R.; KAGAN N.; ROBBA E.J. - Simulação Térmica de Carregamento de Transformadores Subterrâneos. **IEEE Latin America Transactions**, v.4, NO.6, 2006.

HALES A AND JIANG X. A review of piezoelectric fans for low energy cooling of power electronics. **Appl Energ** 2018; 215: 321–337

HERMES, C. J. L. Desenvolvimento de Modelos Matemáticos para a simulação Numérica de Refrigeradores Domésticos em Regime Transiente. 2010. 281 f. **Dissertação de Mestrado** - Universidade Federal d Santa Catarina, 2010.

HONOUR, E. C. INCOSE: history of the International Council on Systems Engineering. **Systems Engineering**, v. 1, n. 1, p. 4-13, 1998.

IEC 60068-2-11:1981 BASIC ENVIRONMENTAL TESTING PROCEDURES - PART 2-11: TESTS - TEST KA: SALT MIST. Disponível em: <<https://webstore.iec.ch/publication/504>>. Acesso em: 21 jan. 2018.

IEC 61587-3:2013 Mechanical structures for electronic equipment - tests for iec 60917 and iec 60297 - part 3: electromagnetic shielding performance tests for cabinets and subracks. Disponível em: <<https://webstore.iec.ch/publication/5636>>. Acesso em: 21 jan. 2018.

KAISER, Kenneth L. **Electromagnetic compatibility handbook**. 1ª Ed. New York: CRC Press, 2004.

KHAZAKA R, MENDIZABAL L, HENRY D, et al. Survey of high-temperature reliability of power electronics packaging components. **IEEE Trans Power Electr** 2015; 30: 2456–2464.

KIM, S. H.; ANAND, N. K.; FLETCHER, L. S. Free convection between series of vertical parallel plates with embedded line heat sources. **Journal of heat transfer**, v. 113, n. 1, p. 108-115, 1991.

KIM, JH; SIMON, TW; VISKANTA, R.; **Journal of heat transfer policy on reporting uncertainties in experimental measurements and results**. ASME J Heat Transf 1993;115:5-6.

KINCAID, D.; CHENEY, W. **Numerical analysis**. 1^a Ed. Belmont, CA: Cole Publishing Company, 1991.

MENG, X. Z. et al. Experimental and numerical investigation on thermal management of an outdoor battery cabinet. **Applied thermal engineering**, v. 91, p. 210-224, 2015.

MINKOWYCZ, W. J.; SPARROW, E.M.; SCHNEIDER, G.E.; PLETCHER, R.H.; **Handbook of Numerical Heat Transfer**, second edition, Chapter 17, Wiley, New York, 2006.

NAKAYAMA W, SUZUKI O AND HARA Y. Thermal management of electronic and electrical devices in automobile environment. In: Proceedings of the 5th **IEEE vehicle power and propulsion conference (VPPC'09)**, Dearborn, MI, 7–10 September 2009.

ORDONEZ, J. C.; VARGAS, J. V. C.; HOVSAPIAN, R. Modeling and simulation of the thermal and psychrometric transient response of all-electric ships, internal compartments and cabinets. **Simulation**, v. 84, n. 8-9, p. 427-439, 2008.

PASQUIER, P.; MARCOTTE, D. Short-term simulation of ground heat exchanger with an improved TRCM. **Renewable energy**, v. 46, p. 92-99, 2012.

PETERSON, G. P.; ORTEGA, A. Thermal control of electronic equipment and devices. **Advances in heat transfer**, v. 20, p. 181-314, 1990.

QIAN C, GHEITAGHY AM, FAN J, et al. Thermal management on IGBT power electronic devices and modules. **IEEE Access** 2018; 6: 12868–12884.

RIGATTI, L. F.; VARGAS, J.V.C; BALMANT, W. Modeling and simulation of thermal management systems of electronic equipment. **International Congress of Mechanical Engineering**. COBEM, Curitiba, 2017.

RIGATTI, L. F. Modelagem, simulação e validação de sistemas de gerenciamento térmico de equipamentos eletrônicos. 2018. 91 f. **Dissertação de Mestrado** - Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2018.

ROSSETTI, A.; MINETTO, S.; MARINETTI, S. Numerical modelling and validation of the air flow maldistribution in the cooling duct of a horizontal display cabinet. **Applied thermal engineering**, v. 87, p. 24-33, 2015.

SAGE, ANDREW P. **Systems Engineering**. 1ª Ed. EUA: John Wiley & Sons, 1992.

SHAPIRO, B. Creating compact models of complex electronic systems: an overview and suggested use of existing model reduction and experimental system identification tools. **IEEE transactions on components and packaging technologies**, v. 26, n. 1, p. 165-172, 2003.

SOMAN, R. R.; DAVIDSON, E. M.; MCARTHUR, S. D. J. Using functional failure mode and effects analysis to design the monitoring and diagnostics architecture for the zonal MVDC shipboard power system. **IEEE electric ship technologies symposium. ESTS 2009**. IEEE, p. 123-128, 2009.

SONG, Z.; MURRAY, B. T.; SAMMAKIA, B. A compact thermal model for data center analysis using the zonal method. **Numerical heat transfer, part a: applications**, v. 64, n. 5, p. 361-377, 2013.

TANG H, TANG Y, WAN Z, et al. Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling. **Appl Energ** 2018; 223: 383–400

TIERNEY J.K AND KOCZKUR E. FREE CONVECTION HEAT TRANSFER FROM A TOTALLY ENCLOSED CABINET CONTAINING SIMULATED ELECTRONIC EQUIPMENT. **IEEE TRANSACTIONS ON PARTS, HYBRIDS, AND PACKAGING**. IEEE, P. 115-123, 1971.

TRIVELATO, G. C. **Técnicas de modelagem e simulação de sistemas dinâmicos**. São José dos Campos: INPE, 2003.

TSUZUKI, N.; KATO, Y.; ISHIDUKA, T. High performance printed circuit heat exchanger. **Applied thermal engineering**, v. 27, Ed. 10, p. 1702-1707, 2007.

UFPR. Teste Térmico **NK052130-A001** – teste 2. Curitiba: UFPR/LMH, 2016.

VAN BELLE, G.; Statistical Rules of Thumb, second ed., **Wiley-Interscience**, New York, USA, 2008.

VARGAS, J. V. C. et al. A numerical model to predict the thermal and psychrometric response of electronic packages. **Journal of electronic packaging**, v. 123, n. 3, p. 200-210, 2001.

VARGAS, J. V. C. et al. Notional all-electric ship systems integration thermal simulation and visualization. **Simulation**, v. 88, n. 9, p. 1116-1128, 2012.

VARGAS, J. V. C. et al. The microalgae derived hydrogen process in compact photobioreactors. **International journal of hydrogen energy**, v. 39, n. 18, p. 95889598, 2014.

VARGAS, J. V. C.; ARAKI, L. K. **Cálculo numérico aplicado**. 1ª Ed. São Paulo: Manole, 2016.

VARGAS, J. V. C. et al. Electronic packaging cabinets simplified modeling, simulation, and experimental validation for systems engineering. **Simulation-transactions of the society for modeling and simulation international**, v. 98, p. 003754972110699, 2022.

Vassighi A and Sachdev M. **Thermal and power management of integrated circuits (integrated circuits and systems)**. New York: Springer, 2006

WANG, L.; ZHANG, L.; LIAN, G. A CFD simulation of 3D air flow and temperature variation in refrigeration cabinet. **Procedia Engineering**.v. 102, p. 15991611, 2015.

WOODS, R. L.; LAWRENCE, K. L. **Modeling and simulation of dynamic systems**.^{1^a} Ed. University of Michigan: Prentice Hall, 1997.

YANG, P.; CHEN, Z. X. Testing on dynamic behavior of PBGA assembly by considering fixed-modes. **Microelectronics international**, v. 28, n. 2, p. 23-29, 2011.

YANG, S. et al. Volume element model mesh generation strategy and its application in ship thermal analysis. **Advances in engineering software**, v. 90, p. 107-118, 2015.

ANEXO A – INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES NO GABINETE



Figura 1: Vista lateral direita



Figura 3: Vista interna DG direita



Figura 2: Vista lateral esquerda



Figura 4: DG esquerdo superior

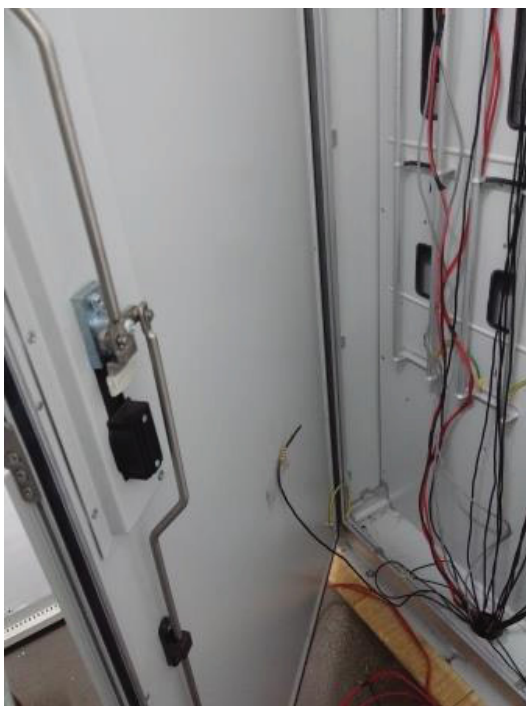


Figura 5: DG esquerdo inferior



Figura 7: Filtro interno direito



Figura 6: Filtro interno esquerdo



Figura 8: Inferior direito

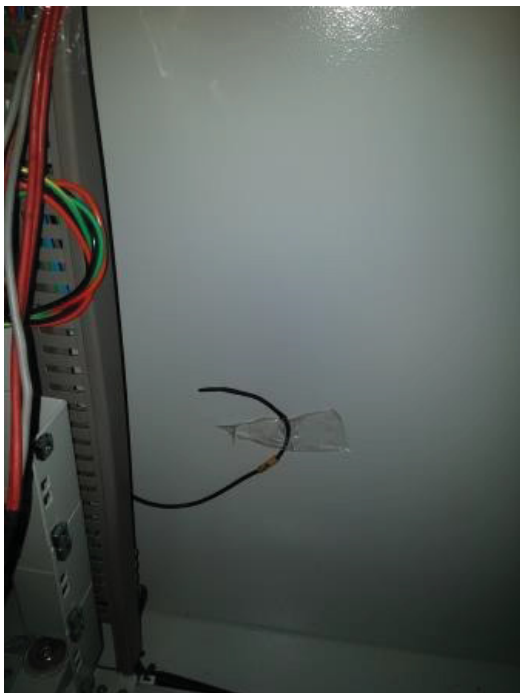


Figura 9: Inferior esquerdo



Figura 11: Meio esquerdo



Figura 10: Meio direito



Figura 12: Superior direito



Figura 13: Superior esquerdo

Figura 14: Entrada do ventilador esquerdo



Figura 15: Entrada do ventilador direito



Figura 16: Resistência elétrica

