

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Influência da Carga Não Linear no Resfriamento de Transformador à Seco por
Convecção Natural e Forçada**

Rafael Gonçalves Mafra

Itajubá, 5 de Agosto de 2024

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Rafael Gonçalves Mafra

**Influência da Carga Não Linear no Resfriamento de Transformador à Seco por
Convecção Natural e Forçada**

**Tese submetida ao Programa de Pós- Graduação em
Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para
obtenção do Título de Doutor em Ciências em Engenharia
Mecânica.**

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

**Orientador: Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva
Coorientadora: Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva**

**Agosto de 2024
Itajubá**

MAFRA, Rafael Gonçalves

Influência da Carga Não Linear no Resfriamento de Transformador à Seco por Convecção Natural e Forçada / Rafael Gonçalves Mafra – Itajubá: UNIFEI, 2024.

97p.

Tese (doutorado) – Universidade Federal de Itajubá, 2024.

Orientador: Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva

Coorientadora: Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva

1. – Transformador à seco - Convecção Forçada, COMSOL, Carga Não Linear, Hot Spots.

I. I. Lima E Silva, Sandro M. M. II. Universidade Federal de Itajubá

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Rafael Gonçalves Mafra

**Influência da Carga Não Linear no Resfriamento de Transformador à Seco por
Convecção Natural e Forçada**

Tese submetida à banca examinadora em 05 de Agosto de 2024,
como parte dos requisitos para obtenção do título de **Doutor em
Ciências em Engenharia Mecânica**.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. André Guimarães Ferreira – CEFET-MG

Prof. Dr. Fernando Nunes Belchior – FCT-UFG

Prof. Dr. Rogerio Fernandes Brito – UNIFEI

Prof. Dr. Paulo Mohallem Guimarães – UNIFEI

**Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva
(Coorientadora) – IEM-UNIFEI**

**Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva
(Orientador) – IEM-UNIFEI**

Itajubá

2024

Dedicatória

Dedico este trabalho em memória de meus avós Itamar e Leda por me incentivarem por toda vida com exemplos de dignidade e sabedoria.

Agradecimentos

Agradeço à Deus, e à toda minha família que sempre me apoiou e acreditou em mim incondicionalmente.

Agradeço também a UNIFEI pelo suporte instrumental, à FAPEMIG pelos recursos para aquisição dos equipamentos utilizados neste trabalho principalmente o transformador e a carga resistiva.

Meu orientador, professor Sandro Metrevelle pela oportunidade deste trabalho e auxílio em todo seu desenvolvimento.

Minha coorientadora professora Ana Lúcia pelo auxílio com a parte numérica.

Ao professor Fernando Nunes pelos equipamentos disponibilizados.

De maneira geral agradeço a todos que contribuíram e ajudaram a fazer com que este trabalho pudesse ser concluído.

Resumo

Mafra, R. G. (2024), *Influência da Carga Não Linear no Resfriamento de Transformador à Seco por Convecção Natural e Forçada*, Itajubá, 97p. Tese de Doutorado submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Neste trabalho foi analisado o comportamento térmico de um transformador trifásico à seco de 5 kVA, quando sujeito à aplicação de cargas distorcidas e obtida a eficiência de um sistema de resfriamento forçado utilizando o software *COMSOL*[®]. Testes experimentais mostraram temperaturas acima do limite de isolamento do transformador. A emissividade da superfície do núcleo foi determinada com um termovisor. O programa *COMSOL*[®] também foi utilizado para modelagem do fluido na simulação numérica do aquecimento do núcleo do transformador sob o efeito de carga e resfriamento. Foram feitas comparações entre as temperaturas experimental e numérica para validar a metodologia. Valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção locais e médios, e número de Nusselt local e médio foram calculados numericamente e comparados com a literatura. Os resultados obtidos mostraram que os resíduos de temperatura apresentaram diferenças médias inferiores 1% após 300 min de teste. Foi observada uma melhora, em comparação com a literatura, nos resultados numéricos ao modelar o fluido. Como não foram encontradas na literatura correlações empíricas para número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor que se aproximassem da geometria do núcleo, este trabalho foi uma grande contribuição para suprir esta falta. As temperaturas experimentais e numéricas atingiram 20 °C acima do limite de isolamento do transformador, sendo uma confirmação da necessidade de utilização de um sistema de resfriamento eficiente.

Palavras-chave: Resfriamento, Transformador, Carga Não Linear, Convecção Natural e Forçada, *COMSOL*.

Abstract

Mafra, R. G. (2024), *Influence of Nonlinear Load on Dry-Type Transformer Cooling by Natural and Forced Convection*, 97p. Tese de Doutorado submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

In this work, the thermal behavior of a 5 kVA three-phase dry transformer was analyzed when subjected to the application of distorted loads and the efficiency of a forced cooling system was obtained using the *COMSOL*[®] software. Experimental tests showed temperatures above the transformer insulation limit. The emissivity of the core surface was determined with a thermal imager. The *COMSOL*[®] program was also used to model the fluid in the numerical simulation of the heating of the transformer core under the effect of loading and cooling. Comparisons were made between experimental and numerical temperatures to validate the methodology. Values of local and average convective heat transfer coefficients and local and average Nusselt numbers were calculated numerically and compared with the literature. The results obtained showed that the temperature residues showed average differences of less than 1% after 300 min of testing. An improvement was observed, compared to the literature, in numerical results when modeling the fluid. As no empirical correlations for Nusselt number and heat transfer coefficient that approximated the core geometry were found in the literature, this work was a great contribution to making up for this lack. The experimental and numerical temperatures reached 20 °C above the transformer insulation limit, confirming the need to use an efficient cooling system.

Keywords: *Transformer, Heat Transfer, Non-Linear Loads, Free and Forced Convection, COMSOL.*

Lista de Figuras

Figura 1 – Ilustração de um transformador trifásico resfriado a óleo	19
Figura 2 - Ilustração de um Transformador com dois circuitos ligados por um fluxo magnético variável comum.....	24
Figura 3 - Tensão trifásica em relação ao tempo.....	25
Figura 4 – Esquema ilustrativo do núcleo de um transformador trifásico.....	25
Figura 5 – Comparação entre transformadores <i>Core</i> e <i>Shell</i>	26
Figura 6 – Modelo térmico do transformador	38
Figura 7 – Esquema de montagem do aparato experimental utilizado nos testes	41
Figura 8 – Desenho técnico do transformador	41
Figura 9 – Transformador utilizado nos testes de bancada	42
Figura 10 – Núcleo do transformador durante a fabricação	43
Figura 11 – Enrolamentos durante a fabricação	43
Figura 12 – Ventilador utilizado para testes com convecção forçada	44
Figura 13 – Ventiladores em funcionamento (tanque sem a tampa).....	44
Figura 14 – Desenho ilustrativo da disposição dos ventiladores dentro do transformador	45
Figura 15 – Anemômetro utilizado para medição de velocidade do ar.....	46
Figura 16 – Fonte de alimentação dos ventiladores	46
Figura 17 – Aquisição Agilent 34970A: a) vista frontal e b) vista posterior	47
Figura 18 – Carga resistiva trifásica.....	48
Figura 19 – Tensão senoidal sem distorções	48
Figura 20 – Carga retificadora trifásica.....	49
Figura 21 – Tensão resultante da soma de distorções harmônicas.....	49
Figura 22 – Termopares utilizados nos testes: a) tipo J e b) tipo K	50

Figura 23 – Termoresistência PT100 de platina utilizada nos testes.....	51
Figura 24 – Câmera termográfica Flir InfraCAM	52
Figura 25 – Imagem termográfica superior do núcleo do transformador aquecido	53
Figura 26 – Primeiro teste no transformador utilizando apenas PT100	53
Figura 27 – Imagem termográfica da lateral do tanque aquecido	54
Figura 28 – Posição dos sensores de temperatura.	55
Figura 29 – a) Parte de ferro silício do núcleo, b) dimensões em mm.	56
Figura 30 – Modelo geométrico do núcleo: a) vista global e b) vista ampliada.....	57
Figura 31 – Posição dos sensores para simulação.	58
Figura 32 – Tela inicial da interface gráfica do COMSOL 6.0	59
Figura 33 – Árvore de seleção do modelo multifísico.....	60
Figura 34 – Malha tetraédrica gerada no COMSOL	61
Figura 35 – Resultados da distribuição de temperatura medidos no núcleo do transformador para condição de convecção natural e carga linear.....	66
Figura 36 – Temperaturas medidas em função do tempo para o núcleo do transformador para condição de convecção forçada	67
Figura 37 – Evolução temporal das temperaturas experimentais no núcleo do transformador para condição de carga não linear e convecção natural	68
Figura 38 – Evolução temporal das temperaturas medidas para carga não linear e convecção forçada	68
Figura 39 – Malha tetraédrica do tanque.....	69
Figura 40 – Malha tetraédrica no fluido em corte XY	69
Figura 41 – Evolução temporal dos campos de temperatura para carga linear e convecção natural	71
Figura 42 - Comparação entre temperatura numérica e experimental para a condição de carga linear com convecção natural.....	72
Figura 43 – Percentual dos resíduos na comparação dos valores de temperatura numérica em relação a experimental para carga linear com convecção natural.....	72

Figura 44 – Evolução temporal do campo de temperaturas para carga não linear e convecção natural.	73
Figura 45 – Comparação entre temperatura numérica e experimental para a condição de carga não linear com convecção natural.	74
Figura 46 – Percentual dos resíduos na comparação dos valores de temperatura numérica em relação a experimental para carga não linear com convecção natural.	74
Figura 47 – Evolução temporal do campo de temperaturas para carga linear e convecção forçada.	76
Figura 48 – Comparação entre temperatura numérica e experimental para a condição de carga linear com convecção forçada.	77
Figura 49 – Percentual dos resíduos na comparação dos valores de temperatura numérica em relação a experimental para carga linear com convecção forçada.	77
Figura 50 – Evolução temporal do campo de temperaturas para carga não linear e convecção forçada.	78
Figura 51 – Comparação entre temperatura numérica e experimental para a condição de carga não linear com convecção forçada.	79
Figura 52 – Percentual dos resíduos na comparação dos valores de temperatura numérica em relação a experimental para carga não linear com convecção forçada.	79
Figura 53 – Comparação entre campos de temperatura: a) convecção natural e b) convecção forçada.	80
Figura 54 – Campo de velocidade para convecção forçada: a) vista lateral b) vista superior.	80
Figura 55 – Variação do coeficiente de transferência de calor local para convecção natural e carga não linear.	81
Figura 56 – Variação do coeficiente de transferência de calor local para convecção forçada e carga não linear.	82

Figura 57 – Superfície selecionada para cálculo do número de Nusselt, a) convecção forçada, b) convecção natural.....82

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 – Tipos e Posições dos Sensores de Temperatura	55
Tabela 5.1 – Propriedades térmicas dos materiais do transformador	57
Tabela 5.2 – Posição dos sensores para simulação.....	58
Tabela 5.3 – Refinamento de malha.	62
Tabela 5.4 – Expressões inseridas no programa.....	64
Tabela 6.1 – Comparação entre número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor.....	83

Lista de Símbolos

Letras Latinas

A	Área da superfície do núcleo [m^2]
A_s	Área da superfície do núcleo sob convecção forçada [m^2]
C_p	Calor específico do ar à pressão constante [$J/kg.K$]
E	Fluxo térmico emitido [W/m^2]
\vec{F}	Vetor força de corpo [N/m^3]
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/m^2K]
h_m	Coefficiente médio de transferência de calor por convecção [W/m^2K]
h_L	Coefficiente local de transferência de calor por convecção [W/m^2K]
\bar{h}	Coefficiente médio de transferência de calor por convecção [W/m^2K]
I	Corrente elétrica que circula nos enrolamentos [A]
k	Condutividade térmica do ar [$W/m.K$]
l	Comprimento característico no núcleo [m]
Nu	Número de Nusselt
Nu_x	Número de Nusselt local
Nu_L	Número de Nusselt local
Nu_m	Número de Nusselt médio
Pr	Número de Prandtl
p	Pressão (Pa)
q	Fluxo de calor [W/m^2]
q_r	Fluxo de calor por radiação [W/m^2]
\dot{q}	Taxa de geração interna por unidade de volume [W/m^3]
\dot{q}_{rad}	Taxa de transferência de calor por radiação [W]
Q	Geração de calor [W/m^3]
Q_{ted}	Amortecimento termoelástico [W/m^3]
R	Resistência elétrica do enrolamento [Ω]
Re	Número de Reynolds

t	Tempo [s]
T	Temperatura [°C]
T_s	Temperatura de superfície [°C]
T_∞	Temperatura ambiente [°C]
U	Energia Térmica [J]
u e v	Componentes do vetor velocidade [m/s]
\vec{u}	Vetor velocidade [m/s]
V	Tensão [V]

Letras Gregas

α	Difusividade térmica [m^2/s]
$\bar{\alpha}$	Constante de proporcionalidade
β	Coefficiente de expansão volumétrico [1/K]
ε	Emissividade
ρ	Massa específica [N/m^3]
ν	Viscosidade cinemática [m^2/s]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [W/m^2K^4]
τ	Tensor das tensões viscosas [N/m^2]

Lista de abreviaturas e siglas

AN	<i>Air Natural</i>
ANAN	<i>Air Natural Air Natural</i>
ANSYS	Software de simulação ANSYS
ANWF	Air Natural Water Forced
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CFX	Software para simulação de dinâmica de fluidos
COMSOL	<i>COMSOL Multiphysics Software</i>
FEM	Força Eletro-Motriz
FEMM 2D	Software de simulação FEMM 2D
GMRES	<i>Generalized Minimal Residual Method</i>
IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i>
ITS-90	<i>International Temperature Scale of 1990</i>
kVA	Potência teórica em kilovoltamperes
LabView	<i>Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench Software</i>
LabTC	Laboratório de Transferência de Calor
LR	<i>Line Reactor</i>
MATLAB	<i>Matrix Laboratory Software</i>
NBR	Norma regulamentadora brasileira
PT100	Termoresistência de platina
QEE	Qualidade da Energia Elétrica
RCA	<i>Root Cause Analysis</i>
RTD	<i>Resistance Temperature Detector</i>
SolidWorks	Programa de desenho
THD	<i>Total Harmonic Distortion</i>
TPC	Transformador de Potencial Capacitivo
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
Y-Y	Esquema de ligação dos núcleos do transformador em Y

Sumário

1	Introdução	19
2	Revisão Bibliográfica.....	24
2.1	Contexto Histórico	24
2.2	Transformadores tipo núcleo envolvido (<i>Core</i>) e núcleo envolvente (<i>Shell</i>)	26
2.3	Resfriamento de Transformadores	26
3	Fundamentação Teórica	34
3.1	Conceitos Básicos de Transferência de Calor	34
3.2	Transferência de Calor com Acoplamento Multifísico	35
3.3	Radiação Térmica	36
3.4	Modelo Térmico Tridimensional.....	37
3.5	Condições de Contorno	38
4	Montagem Experimental	40
4.1	Descrição da Bancada Experimental	40
4.2	Detalhamento dos Sensores de Temperatura.....	49
4.2.1	Termopares.....	50
4.2.2	Termômetros de Resistência PT100	51
4.3	Análise Termográfica	51
4.4	Disposição dos Sensores no Transformador.....	54
5	Modelagem Numérica usando o programa COMSOL	56
5.1	Vantagens da Simulação Numérica usando o COMSOL.....	56
5.2	Descrição do Módulo de Transferência de Calor	59
5.3	Testes de Refinamento e Escolha de Malha.....	61
5.4	Obtenção Numérica do Coeficiente de Transferência de Calor e do Número de Nusselt.....	62
5.4.1	Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção.....	62
5.4.2	Número de Nusselt.....	63
6	Resultados e Discussões.....	65
6.1	Resultados experimentais.....	65
6.1.1	Testes com carga linear e convecção natural	65
6.1.2	Testes com carga linear e convecção forçada.....	66

6.1.3 Testes com carga não linear e convecção natural	67
6.1.4 Testes com carga não linear e convecção forçada.....	68
6.2 Resultados da simulação numérica usando o COMSOL	69
6.2.1 Resultados numéricos para convecção natural	70
6.2.2 Resultados numéricos para convecção forçada	75
6.2.3 Comparação entre resultados com convecção forçada e natural.....	79
6.3 Coeficiente de transferência de calor por convecção.....	81
6.4 Número de Nusselt.....	82
7 Conclusões	84
7.1 Propostas para trabalhos futuros.....	84
8 Referências Bibliográficas	85
Apêndice A Determinação do Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção e das Taxas de Transferência de Calor por Convecção e Radiação.....	89

1. Introdução

Transformadores são máquinas elétricas que utilizam o princípio da indução magnética para transformar tensões ou correntes, de forma proporcional ao número de espiras em seus enrolamentos. Na Figura 1 é apresentada uma ilustração de um transformador trifásico em corte, onde pode-se visualizar o posicionamento do núcleo dentro do tanque assim como os enrolamentos.

Figura 1 Ilustração de um transformador trifásico resfriado a óleo.



Fonte: Modificado de Siemens AG Power Transmission and Distribution Transformers Division (2024).

Os transformadores podem ser classificados de acordo com sua função: transformadores de corrente, de potência, de força e de distribuição. Cada tipo tem uma finalidade específica de acordo com os valores de entrada e saída, além dos equipamentos que são alimentados por eles. Neste trabalho foi utilizado um transformador de potência que tem como finalidade alterar valores de tensão entre sua bobina primária e secundária.

Durante a transformação, uma corrente alternada induzida percorre os enrolamentos, gerando dissipação de calor por efeito Joule. As dissipações não se resumem somente aos enrolamentos, mas também ao núcleo de ferro silício, que é responsável por canalizar o fluxo magnético no enrolamento secundário. No núcleo ocorrem dois tipos principais de dissipações: as correntes de Foucault ou correntes

parasitas que surgem em função do fluxo magnético e geometria do núcleo, e Histerese que representa as dissipações relacionadas ao tempo de magnetização e desmagnetização e depende do material do núcleo.

As dissipações no núcleo e nos enrolamentos são responsáveis pelo aquecimento do transformador, sendo ampliadas significativamente pela qualidade da energia elétrica que há algumas décadas, não era alvo de atenção como hoje. Além disso, os equipamentos utilizados nesta época suportavam bem as perturbações na energia elétrica. Atualmente a eletrônica de potência vem avançando de forma significativa e o número de equipamentos eletrônicos ligados à rede aumentou bastante, sendo responsáveis pela alteração na natureza das cargas, além do fato desses equipamentos recentes se tornarem mais sensíveis às oscilações na qualidade da energia fornecida.

Diante desse fato as preocupações com fenômenos da qualidade da energia elétrica (QEE) aumentaram, uma vez que uma falha momentânea no sistema elétrico, pode levar modernos processos industriais a longas paradas. Dentre os vários itens que identificam uma energia com redução de qualidade, as distorções harmônicas e desequilíbrios aparecem como grandes problemas que podem interferir no funcionamento dos equipamentos conectados a um sistema elétrico. A crescente utilização de cargas não lineares aumenta, de modo significativo, a distorção harmônica do sistema elétrico. A operação de transformadores neste sistema, com tensões e/ou correntes não senoidais, reduz o rendimento destes equipamentos. Transformadores supridos por tensões senoidais, quando alimentam cargas não lineares, tem seus enrolamentos percorridos por correntes distorcidas e, deste modo, há um acréscimo de perdas elétricas relativas a condição não senoidal.

Considerando que o transformador é um dos equipamentos de maior interesse nos sistemas elétricos de potência, além de se encontrarem na interface entre os sistemas de energia e as cargas não lineares, estes dispositivos podem ter seu comportamento térmico e vida útil afetados. A alteração pode ser explicada pelo fato de que a operação com tensão e/ou correntes não senoidais irá resultar num aumento da perda total e, conseqüentemente, haverá uma elevação de temperatura do transformador, implicando em uma redução significativa de sua vida útil. Dentro deste contexto, pode-se analisar a redução da vida útil e variações no comportamento térmico do transformador quando submetido a diferentes formas de carga. Baseado nesse comportamento da temperatura em função do

tempo para cada tipo de carga (carga linear e não-linear) e admitindo-se a temperatura ambiente constante, pode-se estimar as perdas para cada situação.

Os efeitos das tensões e correntes não-senoidais podem ser analisados em dois grupos:

a) Efeitos da Distorção de Tensão nas Perdas em Vazio;

As perdas em vazio são provocadas pelo fluxo de magnetização produzido pela tensão aplicada no lado primário do transformador. Desta maneira, se a tensão aplicada for distorcida, ocorrerá um acréscimo das perdas no núcleo. A maneira como estas perdas irão aumentar dependerá do módulo de cada harmônico de tensão associado a ordem harmônica de cada componente.

b) Efeitos da Distorção de Corrente nas Perdas em Carga.

As perdas provocadas pela dissipação de energia nas resistências dos enrolamentos, bem como as perdas consequentes do fluxo de dispersão, são sensíveis às variações da corrente de carga. Desta maneira, se a corrente de carga for distorcida, mantendo-se o valor da frequência fundamental, haverá um acréscimo no seu valor eficaz devido aos harmônicos, provocando assim um aumento nas perdas por efeito Joule. Com a presença de componentes de frequências maiores que a fundamental, outro efeito que se torna relevante é o efeito pelicular, no qual ocorre uma diminuição da área condutora do condutor e por consequência um aumento da resistência do mesmo, implicando em uma maior dissipação de energia nos enrolamentos.

Neste trabalho foi modelado e simulado o comportamento do ar dentro do tanque de um transformador, durante o aquecimento, utilizando o software COMSOL, onde foi analisado o campo de temperaturas. Foi avaliado o efeito da convecção natural e forçada para resfriamento do núcleo e os resultados numéricos foram comparados com os experimentais, obtidos em trabalhos anteriores, para fins de validação da metodologia. Apresenta-se no Capítulo 2 do trabalho a revisão bibliográfica onde é abordado o contexto histórico de utilização do transformador e seu princípio de funcionamento. Também são mencionados os mecanismos de perdas elétricas responsáveis pelo aumento de temperatura do núcleo durante o funcionamento do transformador. Alguns trabalhos relevantes que analisam o processo de aquecimento de transformadores também são mostrados. No Capítulo 3 é descrita a fundamentação teórica utilizada e também o modelo

térmico com as equações de Transferência de Calor e movimento que representam o aquecimento e a dinâmica do fluido. Por último, são apresentados detalhes do uso do software utilizado nas simulações: o COMSOL Multiphysics, e os detalhes da metodologia numérica empregada.

O procedimento da montagem experimental é descrito no Capítulo 4 onde é detalhado o transformador utilizado nos testes juntamente com as cargas elétricas, periféricos e todo o processo construtivo da bancada experimental. Os componentes utilizados para resfriamento forçado e análise termográfica também são apresentados. Posteriormente é mostrado o posicionamento dos sensores dentro do núcleo do transformador e suas características.

No Capítulo 5 é apresentada a metodologia utilizada para o desenho do transformador considerando todas as partes com materiais distintos e como foi feita a aproximação do modelo real. Também é apresentada a modelagem numérica no programa COMSOL com os detalhes dos fenômenos físicos atribuídos para a simulação, a inserção de equações extras para cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção e do número de Nusselt.

No Capítulo 6 são mostrados os resultados obtidos tanto numericamente como experimentalmente. A evolução temporal das temperaturas obtidas nos teste com carga não linear também é mostrada. Apresenta-se também uma comparação entre os resultados de temperaturas experimentais e numéricos e os resultados para o coeficiente de transferência de calor por convecção local e médio assim como o número de Nusselt local e médio.

No Capítulo 7 são mostradas as conclusões deste trabalho com as considerações mais relevantes.

A vantagem da simulação numérica é a possibilidade de entender o comportamento térmico do núcleo e também do fluido dentro do tanque sob efeito das cargas não lineares e lineares, assim como a influência do tipo de resfriamento, permitindo assim a utilização da metodologia em transformadores de potências superiores ao de 5kVA que foi utilizado neste trabalho e que tenham mesmo método de construção com potências de até 20000 kVA, assim como transformadores resfriados por diferentes métodos como o óleo.

Dentre os objetivos deste trabalho estão a modelagem tridimensional do transformador de forma a avaliar o comportamento térmico do mesmo sob diferentes condições de carga e resfriamento. Também determinar por meio da simulação numérica os valores do número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor por convecção, sendo que na literatura não é possível encontrar correlações empíricas destas grandezas para a geometria específica do núcleo.

A determinação precisa dos pontos de maior temperatura no núcleo propiciam projetos de transformadores mais eficientes termicamente.

Dentre as contribuições deste trabalho, é possível ressaltar o desenvolvimento de um sistema de resfriamento forçado utilizando ventiladores dentro do núcleo para análise do efeito da convecção forçada no seu resfriamento.

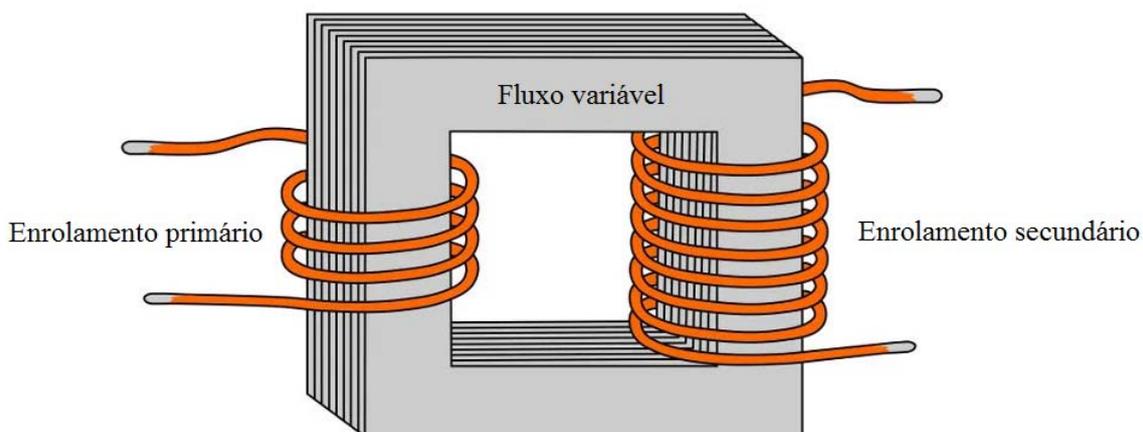
2. Revisão bibliográfica

Neste capítulo será apresentado um detalhamento da história dos transformadores além de detalhamentos sobre seu funcionamento, princípios de resfriamento de transformadores e trabalhos relevantes sobre o tema.

2.1 Contexto histórico

Transformadores são dispositivos elétricos que alteram ou transformam os níveis de tensão e corrente entre dois circuitos. No entanto, a energia transferida entre os circuitos é conservada, exceto por uma perda tipicamente pequena que ocorre no processo. Essa transferência ocorre apenas quando a corrente alternada (AC) ou condições elétricas transientes estão presentes. A operação do transformador é baseada no princípio de indução descoberto por Michael Faraday em 1831, que segundo este princípio, quando um fluxo magnético variável é aplicado a um circuito, uma tensão ou força eletromotriz (fem) é induzida no circuito. A tensão induzida é proporcional ao número de voltas (espiras) presentes no circuito. Assim, quando dois circuitos são ligados por um fluxo comum e existem diferentes números espiras ligadas nos dois circuitos, haverá então diferentes tensões induzidas. Essa situação é ilustrada na Figura 2 onde um núcleo de ferro é mostrado conduzindo o fluxo variável. As tensões induzidas V_1 e V_2 diferem desde que o número de espiras N_1 e N_2 sejam diferentes (Del Vecchio, 2002).

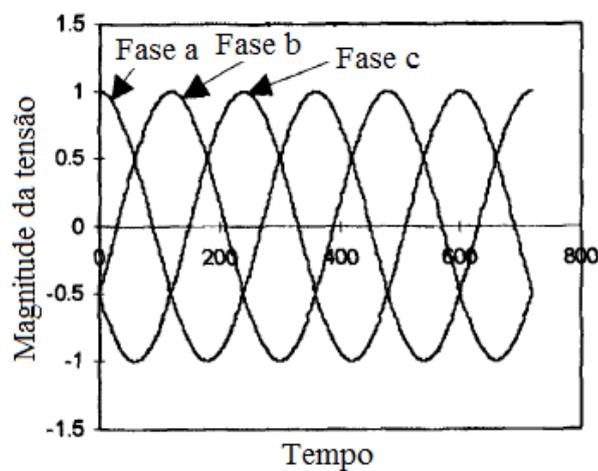
Figura 2: Ilustração de um Transformador com dois circuitos ligados por um fluxo magnético variável comum.



Fonte: adaptado de <https://brasilescola.uol.com.br/o-que-e/fisica/o-que-e-um-transformador.htm> acesso em 14/06/24 as 21:59.

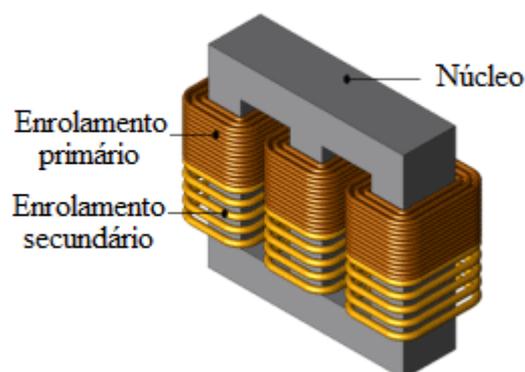
Atualmente a maioria dos sistemas de energia é trifásico, ou seja geradores produzem tensões e correntes senoidais em três circuitos separados com defasagem de $1/3$ de ciclo ou 120° como mostrado na Figura 3. Para abaixar ou elevar a tensão trifásica, pode-se utilizar três transformadores monofásicos separados ou mais comumente combinando as três fases dentro de uma única unidade transformadora, sendo este modelo chamado de transformador trifásico. Esta configuração representa uma maior economia uma vez que um mesmo núcleo é utilizado para conduzir os três fluxos. Um esboço desta unidade é mostrado na Figura 4.

Figura 3: Tensão trifásica em relação ao tempo



Fonte: adaptado de Del Vecchio (2002).

Figura 4: Esquema ilustrativo do núcleo de um transformador trifásico.

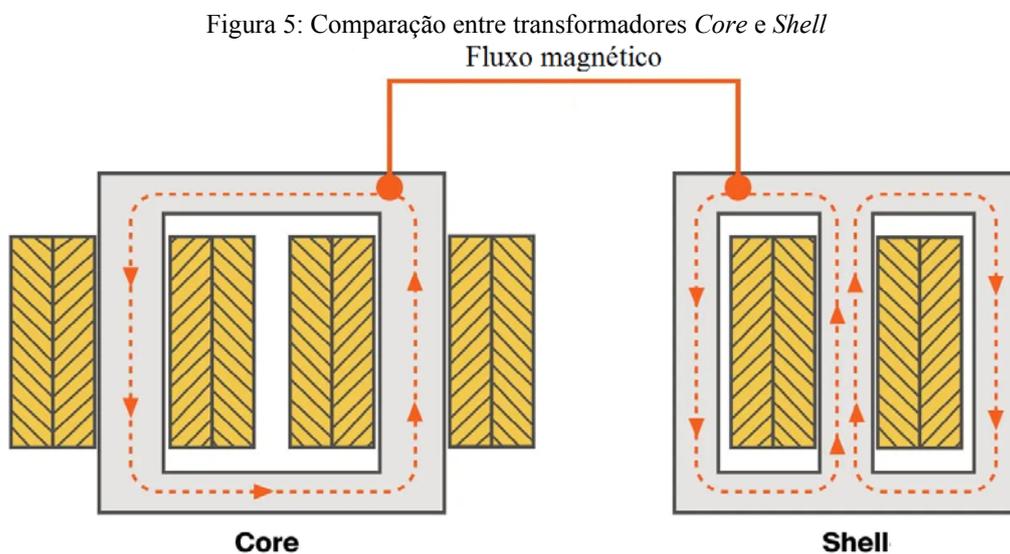


Fonte: adaptado de https://www.jmag-international.com/catalog/132_threephasetransformer_loss/ acesso em 14/06/24 as 22:18.

2.2 Transformadores tipo núcleo envolvido (*Core*) e núcleo envolvente (*Shell*)

Os transformadores modernos diferem consideravelmente dos modelos iniciais, mas o princípio de funcionamento ainda é o mesmo. Quanto à construção do núcleo do transformador, ela pode ser do tipo *Shell* ou do tipo *Core*. Na construção *Shell* o núcleo é montado ao redor das bobinas, que são planas e de formato oval também chamadas de bobinas panqueca. Na construção *Core*, as bobinas de formato cilíndrico são posicionadas em torno do núcleo. Geralmente as bobinas do enrolamento primário e secundário são enroladas concêntricamente, garantindo um melhor acoplamento magnético entre as bobinas (Del Vecchio, 2002).

Na Figura 5 são mostradas as configurações de construção de transformadores tipo *Shell* e tipo *Core*.



Fonte: adaptado de <https://www.maddoxtransformer.com/resources/articles/transformer-cores>, acesso em 14/03/24 as 22:30.

2.3 Resfriamento de transformadores

A eficiência de um transformador é calculada pela relação entre as potências de entrada e saída sendo em média da ordem de 99% portanto as potências na entrada e na saída têm valores muito próximos. Entretanto devido à esta pequena ineficiência existem perdas de energia dentro do transformador. As perdas principais que ocorrem devido ao efeito Joule nos condutores dos enrolamentos são as por RI^2 , identificadas como perdas no cobre. Existem também perdas chamadas de perdas no ferro devido às variações de fluxo magnético que ocorrem na estrutura de ferro do núcleo do transformador e também as perdas no tanque metálico e outras estruturas metálicas que compõem o transformador, devido ao fluxo variante no tempo.

Todas essas perdas somadas levam a um aumento de temperatura do núcleo do transformador que deve ser controlado por meio de resfriamento. Os principais meios de resfriamento de transformadores são à óleo e à seco.

Nos transformadores resfriados à óleo o núcleo fica imerso e a circulação do óleo ocorre pelas variações de densidade que causam um efeito de fluabilidade ao redor do núcleo. Nestes transformadores também são utilizados trocadores de calor para aumentar a troca térmica com o ambiente externo. Em transformadores de maior potência é necessário um sistema de bombeamento de óleo. Nos de menor potência utiliza-se resfriamento à seco onde o tanque possui pequenas entradas de ar possibilitando a refrigeração do núcleo por convecção natural. Neste tipo de transformadores o risco de incêndio é reduzido uma vez que o óleo é um combustível por isto é mais indicado para uso interno.

O ar é um meio de resfriamento mais eficiente do que o óleo, quando acelerado por meio de ventiladores através dos enrolamentos. Transformadores à seco também são utilizados quando existe restrição de peso no caso de aeronaves e trens (Del Vecchio, 2002).

Arshad, Inayat e Chughtai (2011) estudaram experimentalmente a transferência de calor em estado estacionário por convecção natural a partir de uma montagem de cilindros verticais finos com números de Rayleigh elevados. O conjunto consiste de nove cilindros dispostos em três grupos imersos em um tanque de água e aquecidos eletricamente. Os resultados experimentais mostraram que a temperatura da superfície aumenta axialmente até um comprimento específico a partir do qual passa a reduzir em função da mistura, o que aumenta a transferência de calor. A convecção natural máxima no cilindro central e efeitos de tiragem em uma montagem foram observados durante experimentos.

Saket *et al.* (2011) apresentaram um modelo de parâmetro térmico concentrado utilizando transformadores toroidais. O modelo foi utilizado para calcular a temperatura em diferentes pontos do transformador e foi validado experimentalmente. Os autores também mostraram que o ponto mais quente da máquina varia com a carga. Em cargas menores, o ponto mais quente do transformador está na parte interna do núcleo. No entanto, para cargas maiores, o local do ponto mais quente foi alterado para o enrolamento primário.

Diani *et al.* (2013) realizaram estudos numéricos do escoamento em regime turbulento sujeito à convecção forçada através de superfícies estendidas. Os autores

analisaram experimentalmente e numericamente o comportamento térmico e hidráulico de uma superfície trapezoidal aletada. A parte experimental foi avaliada em um túnel de vento de circuito aberto e valores comparados com simulações numéricas realizadas usando o software comercial COMSOL Multiphysics. Uma vez validado o modelo, os autores estenderam as simulações numéricas a outras configurações de aletas retangulares, a fim de estudar os efeitos da espessura, do passo e altura das aletas no comportamento termo-hidráulico das superfícies. Os resultados numéricos da transferência de calor e queda de pressão, para aletas de superfície plana e para aletas de pino, foram comparados com correlações empíricas da literatura.

Rashidi *et al.* (2013) estudaram numericamente a transferência de calor por convecção em cilindros embutidos em meios porosos homogêneos. Um estudo paramétrico abrangente foi realizado e os efeitos de vários parâmetros, tais como a espessura da camada porosa e permeabilidade, bem como os números de Darcy e Reynolds no campo de fluxo e as características de transferência de calor. Por fim, um processo de otimização foi conduzido a fim de determinar a espessura e a porosidade ideais da camada porosa, resultando na menor transferência de calor do cilindro. Os resultados numéricos indicaram que, na presença de uma camada porosa ao redor do cilindro, o comprimento da esteira e o raio crítico de isolamento aumentaram com a diminuição do número de Darcy.

A transferência de calor por convecção forçada foi investigada numericamente por Mishra, Baranwal e Chhabra (2017), para um par de cilindros circulares idênticos em arranjos lado a lado. O COMSOL Multiphysics foi utilizado para solução numérica. Os valores para os cilindros a montante e a jusante no arranjo *tandem* diferem uns dos outros dependendo dos valores dos números de Reynolds e Prandtl, índice de potência e o diâmetro dos cilindros. Um aumento na transferência de calor foi obtido em altos valores do número de Reynolds e Prandtl. Além disso, o cilindro a montante exibiu um maior arrasto e transferência de calor em comparação com o cilindro a jusante. Os fenômenos de fluxo e transferência de calor são fortemente influenciados pela formação de fluxos secundários, fluxo reverso e o nível variável de aceleração do fluido devido à restrição de espaço no domínio. Assim, os valores globais da queda de pressão e do número de Nusselt foram determinados por uma interação entre as condições cinemáticas, propriedades do fluido e detalhes geométricos do sistema.

Silva (2017) realizou a modelagem térmica de um transformador do tipo TPC (Transformador de Potencial Capacitivo) utilizado em subestações, com o objetivo de

observar o comportamento térmico da superfície externa utilizando simulação numérica. Neste trabalho o autor comparou valores de temperatura obtidos por termopares posicionados na superfície do núcleo e imagens termográficas, obtendo variações da ordem de 1%, e também comparou com os valores obtidos numericamente obtendo uma diferença de 4,23%.

Durgam, Venkateshan e Sundararajan (2017) estudaram o resfriamento por convecção natural e forçada de uma matriz de fonte de calor de alumínio, montada sobre uma placa de substrato na orientação horizontal ou vertical, colocada em um canal horizontal. O objetivo do trabalho foi encontrar a distribuição ideal da matriz de fontes de calor de forma a minimizar o excesso de temperatura e estudar o efeito da condução de calor na placa de substrato no processo global de Transferência de Calor. O efeito da condução do substrato foi estudado numericamente considerando materiais de diferentes condutividades térmicas. As simulações numéricas foram feitas usando o COMSOL Multiphysics 4.3b e os resultados encontrados foram semelhantes aos da literatura.

Durgam, Venkateshan e Sundararajan (2018) avaliaram o uso de componentes fictícios junto com fontes de calor em uma placa de substrato. O processo de resfriamento a ar por convecção forçada de uma matriz de fonte de calor discreta em um canal vertical foi estudado numericamente e experimentalmente. O escoamento de ar foi considerado laminar, permanente e tridimensional. O principal objetivo deste estudo foi encontrar a distribuição ideal de sete fontes de calor com componentes fictícios para minimizar a temperatura do substrato. O resfriamento a ar de placas de circuito preenchidas com fontes de calor foi modelado e simulado para apresentar o transporte de calor em combinação com o fluxo de fluido. O trabalho também teve como objetivo estudar o efeito da condutividade térmica do substrato na dinâmica do fluido e na transferência de calor, utilizando placas de substrato de diferentes condutividades térmicas.

Garelli *et al.* (2017) apresentaram uma extensão do modelo semi-analítico reduzido apresentado em Ríos Rodriguez *et al.* (2016) que também analisaram o comportamento do termo-fluido de um radiador de transformador de potência trabalhando no modo ONAF (*Oil Natural Air Forced*), considerando o sopro vertical dos ventiladores. O objetivo do trabalho foi o desenvolvimento de uma ferramenta numérica a ser utilizada durante o processo de projeto de transformadores de potência a fim de obter informações mais detalhadas sobre o desempenho dos radiadores, sejam eles trabalhando em modo ONAF ou ONAN (*Oil Natural Air Natural*). Uma vez que foi observado tanto nas medições experimentais quanto nas simulações numéricas que nem todos os painéis do

radiador são soprados por um único ventilador, o modelo reduzido apresentado considerou uma situação mista em que o calor é removido por convecção natural em uma fração do radiador, enquanto no resto o calor é removido por convecção forçada. Os resultados analíticos foram comparados aos obtidos por simulações CFD e medições experimentais realizadas em uma bancada. Foi verificado também, que o modelo reduzido reproduziu com precisão aceitável as características do projeto a um custo de computação muito baixo.

Turgay e Yazicioglu (2018) investigaram numericamente o escoamento de um fluido e a transferência de calor em um microcanal trapezoidal. Para tanto, soluções experimentais foram adotadas da literatura e as numéricas resolvidos com o COMSOL. Boa concordância com os resultados do trabalho de referência foi obtida. Além disso, os efeitos dos métodos de estabilização e opções de discretização de elementos que são oferecidos pelo programa sobre os resultados foram investigados e discutidos. Duas versões diferentes do COMSOL foram comparadas quanto ao efeito dos métodos de estabilização nos resultados. Por último, foi analisado o nível de tolerância relativa.

No trabalho de Dhanawade, Sunnapwar e Dhanawade (2018) foi feita uma análise térmica do escoamento com convecção forçada sobre arranjos de aletas retangulares com diferentes formatos de perfurações. Os dados usados para a análise de desempenho foram obtidos experimentalmente para o alumínio na potência de 200 W como calor de entrada e com o número de Reynolds variando de 21000 até 87000. A simulação foi realizada usando o pacote ANSYS 12.0 (CFX). Os resultados da simulação foram validados com resultados experimentais e boa concordância foi observada. Os resultados mostram que as aletas com perfurações circulares e hexagonais têm notável melhoria na transferência de calor, além de redução no peso em comparação com as sólidas, que chegou a quase 18%.

Zeng, Kanargi e Lee (2018) apresentaram um método para projetar um dissipador de calor a ar com convecção forçada por otimização topológica, avaliando os desempenhos de queda de pressão e transferência de calor. Para reduzir o custo computacional, um modelo bidimensional de duas camadas foi desenvolvido e implementado no COMSOL Multiphysics para representar a modelagem de transferência de calor em três dimensões. A análise numérica tridimensional completa pelo ANSYS Fluent foi realizada para estudar as características detalhadas do dissipador de calor otimizado. Foi verificado também que o desenho não convencional das aletas apresentou

um forte efeito de mistura, interrupção contínua da camada limite e altas velocidades locais, que contribuíram para o aumento da transferência de calor.

Riyia *et al.* (2019) investigaram a convecção forçada em um anel excêntrico vertical com diferentes razões de raio e excentricidade. Experimentos em laboratório e simulação numérica foram conduzidos com a temperatura de entrada do tubo interno e vazão de água quente constantes. Os resultados mostraram que com o aumento das razões dos raios, o coeficiente de transporte de calor por convecção aumentou. Para uma razão de raio determinada, o coeficiente de transporte de calor aumenta conforme a excentricidade aumenta. Uma correlação empírica para o número de Nusselt foi derivada como uma função do número de Reynolds, número de Prandtl e excentricidade.

Torin, Medina e Sousa (2019) propuseram uma simulação térmica para a estimativa da temperatura de um transformador do tipo seco. Inicialmente foi realizada uma análise térmica a partir de medições experimentais de temperaturas de um transformador de potência tipo seco de 500 kVA para diferentes condições de carga. Posteriormente, foi proposta uma simulação térmica utilizando a teoria de elementos finitos onde foi utilizada a equação de difusão de calor com convecção e radiação. Dados obtidos em medições e as dimensões do transformador também foram utilizadas. O software FEMM 2D foi usado para a simulação. Para validar as análises propostas, medidas experimentais foram comparadas com os valores obtidos na simulação térmica. Os resultados da simulação térmica mostraram concordância com os valores medidos experimentalmente.

No trabalho de Dou *et al.* (2020) um modelo digital do processo térmico de recozimento de núcleos de bobinas tridimensionais foi estabelecido. Este modelo incluía convecção, radiação e mecanismos de transferência de calor por condução. Um método numérico foi construído para simular o escoamento de fluido dentro de um forno e obter o coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície dos núcleos de uma bobina. O método Monte Carlo foi usado para calcular os fatores de visualização entre as superfícies dentro do forno. O fluxo de calor radiante de cada superfície foi obtido usando o método de rede de resistência à radiação térmica. A condição de contorno de condução no núcleo de bobinas tridimensionais foi determinada considerando as transferências de calor por convecção e radiação. O método de Volumes Finitos implícito foi usado para resolver as equações de condução de calor. A verificação experimental do modelo numérico mostrou-se preciso para aplicação em engenharia. Uma estratégia de otimização direta também foi introduzida. A eficácia do método de otimização foi

verificada por um teste experimental. Os resultados mostraram que a estratégia de otimização pôde encurtar o tempo de recozimento e manter a qualidade do recozimento dentro do padrão.

Salerno, Leonforte e Angeli (2020) modelaram um enrolamento tipo disco de um transformador de potência imerso em óleo utilizando Dinâmica de Fluidos Computacional. Diferentes abordagens foram implementadas para avaliar a viabilidade da aproximação de Boussinesq: propriedades viscosidade e difusividade térmica constantes. O estudo sugeriu que os resultados numéricos foram bastante sensíveis à condição adotada das propriedades físicas, desde que a força de empuxo seja um componente relevante do fluxo. No entanto, todos os casos convergiram para previsões do valor e localização do *Hot Spot*.

Haida *et al.* (2021) apresentaram uma investigação numérica do modelo acoplado de um reator de linha (LR) com dois sistemas de resfriamento: sistema de resfriamento a ar por convecção natural (ANAN) e sistema de resfriamento a ar natural e água forçado (ANWF). A investigação numérica de ambos os sistemas de refrigeração foi feita considerando a geração das perdas de energia, eficiência de refrigeração e distribuição de temperatura. Além disso, os modelos numéricos dos dispositivos examinados foram validados por experimentos considerando medições térmicas com termopares calibrados, câmera de imagem térmica, medições de pressão e vazão, onde a temperatura foi medida em pelo menos 35 pontos com sondas. Os testes foram realizados para três correntes de operação, resultando em 100%, 75% e 50% das perdas totais de potência no indutor. A pesquisa também mostrou que o sistema ANWF é superior e proporciona redução significativa de temperatura de até 68 °C assim como a temperatura máxima dos enrolamentos foi reduzida em até aproximadamente 29,0 °C pelo uso de ANWF. Além disso, a temperatura de Hot Spot no sistema de resfriamento para o sistema ANAN atingiu 135 °C e para o sistema ANWF 110 °C, que pôde ser reduzida ainda mais para 60,0 °C ao diminuir as resistências de contato.

Shivarand *et al.* (2021) estudaram um modelo térmico composto por um método de termografia e técnicas da Dinâmica dos Fluidos computacional, separadamente, para obter as temperaturas do óleo e do radiador de um transformador de 50 kVA. O modelo utilizou quatro pontos de medição: ambiente, superfície do óleo, enrolamento e radiador. Os fenômenos de transferência de calor entre esses pontos foram modelados com resistências térmicas não lineares. O modelo térmico proposto foi validado usando os resultados experimentais de três transformadores de distribuição. A câmera termográfica

e a técnica de processamento de imagem também foram empregadas para obter imagens térmicas e analisá-las, respectivamente. Ao analisar as imagens térmicas com o método de processamento de imagens, obteve-se a temperatura do topo do óleo e a temperatura do radiador. Além disso, a CFD foi utilizada para analisar e obter uma previsão mais precisa do comportamento térmico do transformador. Por fim, foi proposta a detecção de falhas dentro do sistema de refrigeração do transformador comparando a temperatura do óleo e do radiador a partir de dois métodos: modelagem térmica avançada e termografia com processamento de imagem.

Muralikrishna *et al.* (2024) investigaram numericamente, a transferência de calor em um transformador com sistema de resfriamento forçado para três diferentes configurações de enrolamento. Um transformador do tipo núcleo trifásico de 315 kVA foi utilizado como modelo e as especificações do enrolamento e do núcleo foram obtidas analiticamente. Os parâmetros escolhidos para medir a influência da configuração do enrolamento são a distribuição local da temperatura nos enrolamentos e no núcleo e a temperatura máxima do transformador. Os resultados foram obtidos para os meios de resfriamento, como óleo naftênico, óleo de silicone e óleo de éster sintético em velocidades de fluxo variando de 0,72 m/s a 2,16 m/s. Observa-se que a lacuna entre os enrolamentos, interespaçamento, diminui as temperaturas do enrolamento secundário, enquanto aumenta as temperaturas do núcleo e do enrolamento primário. No entanto, a configuração de intraespaçamento encontrou uma temperatura menor em todos os pontos dos enrolamentos e núcleo do transformador. A dissipação de calor com configuração de enrolamento de intraespaçamento, reduziu a temperatura máxima do transformador. O aumento da velocidade do meio de resfriamento, óleo naftênico, de 0,72 m/s para 2,16 m/s reduz a temperatura máxima em 4,5 unidades. O estudo realizado para conhecer o papel do meio de resfriamento revelou que o óleo éster sintético apresenta melhor desempenho na redução de valores de temperatura devido à sua natureza altamente viscosa.

3. Fundamentação Teórica

Neste capítulo serão mostradas as equações utilizadas no programa COMSOL para o domínio selecionado. As equações diferenciais resolvidas pelo programa são: continuidade de massa, conservação da quantidade de movimento linear e energia. Também são mostradas as condições de contorno utilizadas.

3.1 Conceitos básicos de transferência de calor

A transferência de calor por convecção é descrita pela lei de resfriamento de Newton, Eq. (1), onde relaciona-se a taxa de transferência de calor q , com que um corpo perde calor para o ambiente, a área da superfície em contato com o fluido A_s , e com a diferença entre as temperaturas medidas na superfície do corpo, T_s , e no fluido, T_∞ . Através de uma constante de proporcionalidade define-se o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, \bar{h} , parâmetro que é determinado de forma exclusiva para cada combinação de condições físicas de escoamento, de temperaturas, de materiais e geometrias envolvidas no sistema.

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) \quad (1)$$

Segundo Bergman *et al.* (2011) um modelo simplificado de resfriamento, nem sempre aplicável, afirma que a taxa de variação da temperatura de um objeto em contato com um fluido é proporcional à diferença da temperatura do objeto e do fluido circundante. Matematicamente, isso é descrito por uma equação diferencial linear ordinária como observado na Eq. (2):

$$\frac{d\bar{T}}{dt} = \bar{\alpha}(\bar{T} - T_\infty) \quad (2)$$

A Eq. (2) frequentemente é empregada na obtenção da temperatura do corpo \bar{T} , em função da temperatura do fluido circundante, T_∞ sendo $\bar{\alpha}$ uma constante de proporcionalidade. Esta equação diferencial pode ser facilmente resolvida analiticamente se a temperatura em $t = 0$ e T_∞ forem conhecidas. No entanto, esta abordagem consiste de um modelo fenomenológico e funciona bem apenas sob certas suposições. Por exemplo, a condutividade térmica do objeto tem que ser muito maior que a do ambiente, devendo o objeto possuir uma distribuição uniforme de temperaturas. Além disso, essa lei não concebe a entrada de energia no sistema e analisa somente o resfriamento de um objeto deixado livre.

Uma abordagem mais geral envolve resolver a equação do calor em um fluido, (equação diferencial parcial de segunda ordem). Ao contrário da lei fenomenológica de Newton, a equação do calor pode ser derivada diretamente de princípios básicos da termodinâmica. Segundo Bird, Stewart e Lightfoot (1966) a equação do calor, também conhecida como equação da Energia Térmica, é essencialmente uma forma do princípio de conservação de energia, que afirma que a taxa de variação da energia interna total equivale à combinação das taxas de transferência de calor por condução, de variação de energia devido a convecção, de variações de pressão (compressão ou expansão), e ainda devido a taxa de variação de energia por dissipação viscosa.

3.2 Transferência de Calor com Acoplamento Multifísico

Em aplicações industriais, é comum que a densidade de um fluido de processo varie. Essas variações podem ter várias fontes diferentes, mas a mais comum é a presença de um campo de temperatura não homogêneo. O acoplamento multifísico predefinido de fluxo não isotérmico pode ser utilizado para simular sistemas nos quais a densidade varia com a temperatura. As interfaces de fluxo não isotérmico e Transferência de Calor Conjugado contêm a formulação das equações de conservação de continuidade de massa (Eq. 3) e de quantidade de movimento linear (Eq. 4).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \vec{F} \quad (4)$$

onde ρ é a massa específica, \vec{u} é o vetor velocidade, p é a pressão, τ o tensor das tensões viscosas e \vec{F} o vetor força de corpo.

O tensor das tensões viscosas é dado pela Eq (5)

$$\tau = \mu(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \vec{u}) \quad (5)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica, T a temperatura absoluta.

A equação da Transferência de Calor para um fluido considerando geração interna e também a radiação é dada pela Eq. (6).

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (q + q_r) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla p \right) + \tau \nabla \vec{u} + Q \quad (6)$$

onde C_p é o calor específico à pressão constante, q é o fluxo de calor por condução, q_r o fluxo de calor por radiação e Q a geração de calor volumétrica.

Para a parte sólida a interface física utilizada para a transferência de calor é dada pela Eq. (7).

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (q + q_r) = Q_{ted} + Q \quad (7)$$

onde Q_{ted} representa a geração de calor de amortecimento termoelástico. Os valores relacionados a dissipação viscosa e trabalho de pressão foram desconsiderados por não ter influência significativa nos resultados.

3.3 Radiação térmica

Incropera *et al.* (2008) definem radiação térmica como a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não nula, a qual pode ser atribuída à mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que a constituem. O transporte dessa forma de energia é feito através de ondas eletromagnéticas e a interação com a matéria (emissão e absorção) se dá na forma de fótons. Diferentemente da transferência por condução e por convecção, a radiação não necessita de um meio material para propagar.

A radiação emitida por uma superfície tem sua origem na energia térmica da matéria delimitada pela superfície. O fluxo de calor liberado por radiação é conhecido como poder emissivo da superfície, E . A lei de Stefan-Boltzmann determina o limite superior para o poder emissivo de uma superfície ideal a uma determinada temperatura (Eq. 8). Este poder emissivo corresponde à emissão de um corpo negro, E_n , onde T é a temperatura absoluta da superfície e σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$).

$$E_n = \sigma T^4 \quad (8)$$

O fluxo radiante emitido por uma superfície real é menor do que aquele emitido por um corpo negro a mesma temperatura e é dado pela Equação (9). Nesta equação, ε é uma propriedade da superfície conhecida como emissividade, com valores variando na faixa $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \quad (9)$$

A radiação também pode incidir sobre uma superfície a partir de sua vizinhança. A taxa na qual toda a radiação proveniente do meio externo que incide sobre uma superfície é designada por irradiação, G . Uma porção ou toda a irradiação pode ser absorvida pela superfície, aumentando dessa forma a energia térmica do material. A taxa na qual a radiação é absorvida por unidade de área pode ser calculada com o conhecimento de uma propriedade da superfície denominada absorptividade, α , cujos valores também se apresentam na faixa $0 \leq \alpha \leq 1$. Quando a superfície é opaca, a parcela da irradiação que não foi absorvida é refletida. Pode-se definir, portanto, uma terceira propriedade designada por refletividade, ρ , onde torna-se válida a relação estabelecida na Equação (10).

$$\alpha + \rho = 1 \quad (10)$$

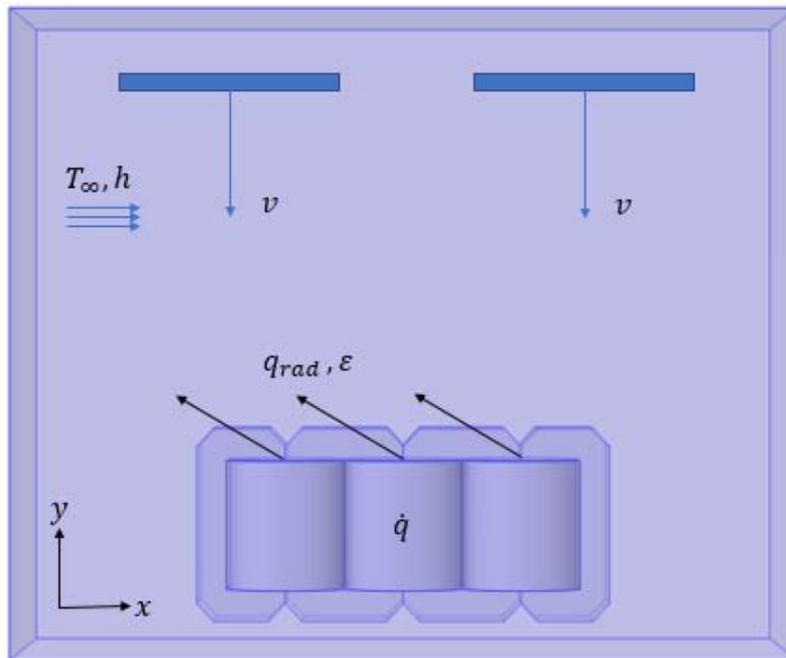
Dessa maneira, define-se emissividade como a razão entre a radiação emitida pela superfície e a radiação emitida por um corpo negro à mesma temperatura. A absorptividade, por sua vez, é a fração da irradiação que é absorvida por uma superfície. Esse balanço utilizado para uma superfície opaca, onde nota-se ainda um termo associado ao conjunto de todas parcelas de energia que deixa a superfície na forma de radiação, denominado por radiosidade.

3.4 Modelo Térmico tridimensional

O modelo térmico utilizado para o núcleo do transformador inserido dentro do tanque do transformador está ilustrado na Figura 6. O núcleo é sólido e constituído por 3 materiais: enrolamento de cobre, papel isolante e ferro silício. O domínio entre o núcleo e o tanque contém ar em condições atmosféricas e inicialmente estacionário.

A parede do tanque funciona como uma fronteira com temperatura conhecida. Os ventiladores promovem um fluxo de ar com o módulo da componente y da velocidade dada por v nos casos onde a convecção forçada é estudada. As perdas elétricas são convertidas em uma geração interna volumétrica \dot{q} e a parcela de transferência de calor por radiação q_{rad} está representada com emissividade ε . O ar dentro do tanque está inicialmente a uma temperatura T_∞ e o coeficiente de transferência de calor por convecção é dado por h .

Figura 6 – Modelo térmico esquemático do transformador.



Fonte: o próprio autor.

3.5 Condições de contorno

Como as temperaturas medidas no núcleo foram acima dos 100 °C a parcela de transferência de calor por radiação se torna mais expressiva. O fluxo de calor por radiação pode ser calculado pelo COMSOL e para isso foi necessário encontrar primeiro a emissividade ϵ do material do núcleo com auxílio de uma câmera termográfica. A temperatura de superfície é medida por um termopar e comparada com a imagem gerada pela câmera, ao alterar o valor da emissividade a temperatura medida pela câmera também muda, assim quando o valor correspondente a temperatura obtida pelo termopar for alcançada, define-se a emissividade do material.

O calor da geração interna atinge a superfície do núcleo por condução e é transferido para o fluido por convecção e radiação, as paredes do tanque foram consideradas isoladas termicamente.

Inicialmente o núcleo e o ar contido no tanque do transformador encontram-se a temperatura ambiente, ao ligar o sistema de carga, inicia-se o aquecimento, sendo necessárias 11 horas para atingir o regime permanente. Objetivou-se estudar duas condições de operação do transformador, uma com carga linear e outra com carga não linear. Também foram impostos dois modos de resfriamento, por convecção natural e

convecção forçada. Foi desenvolvido um modelo numérico tridimensional do conjunto do núcleo envolto por ar e ambos contidos dentro de um tanque com as dimensões reais do transformador com o objetivo de comparar os resultados de temperaturas calculadas numericamente com as temperaturas medidas em pontos onde foram colocados sensores de temperatura. A modelagem numérica será detalhada no Capítulo 5.

4 Montagem Experimental

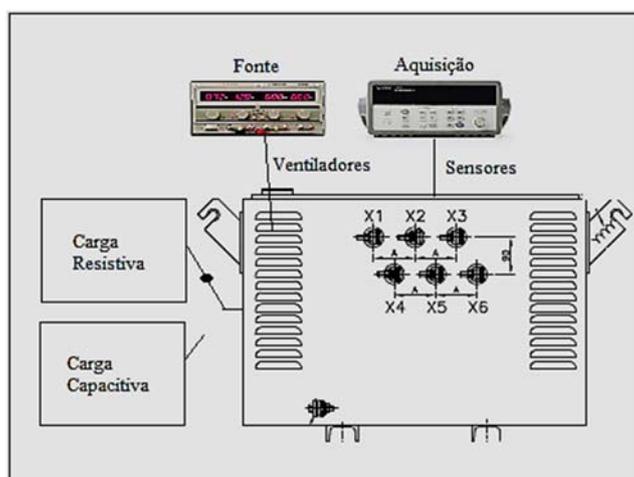
Neste Capítulo é mostrada toda a parte de montagem da bancada experimental e todos os periféricos necessários para a análise do transformador em carga. Esta análise consiste na medição de temperatura em diversos pontos do transformador, utilizando termopares e termômetros de resistência juntamente com duas configurações de carga diferentes, linear e não linear. Além disso, foram testadas duas configurações de resfriamento: convecção natural e forçada. Os pontos de posicionamento dos sensores foram definidos a partir de trabalhos de aquecimento de transformadores citados pela literatura e da análise termográfica que será comentada na seção 4.4 deste Capítulo. Apresenta-se também uma descrição detalhada dos sensores, equipamentos e procedimentos utilizados.

4.1 Descrição da Bancada Experimental

Na Figura 7 pode-se observar um esquema do aparato experimental desenvolvido para os testes com carga. Os sensores de temperatura dentro do núcleo são conectados na aquisição de dados que, juntamente com um software, salva os dados de temperatura. A fonte de alimentação fornece a tensão de 12 V em corrente contínua necessária para alimentação dos ventiladores para testes com convecção forçada. O transformador é ligado na rede elétrica com tensão de 220 V trifásica. As cargas podem ser conectadas de acordo com a configuração linear (resistiva) ou não linear (capacitiva) desejada.

O transformador foi fabricado exclusivamente pela Orteng para testes de aquecimento e possui relação 1 para 1 ou seja possui tensões do enrolamento primário e secundário iguais, por questões de segurança durante os testes de bancada. O transformador possui capacidade de 5 kVA, é trifásico, resfriado à seco (ANAN), e atende a norma NBR 10295. A tensão utilizada é de 220 V. O transformador possui classe térmica B segundo a IBT, o que significa que o enrolamento suporta temperaturas de até 130°C sem comprometer a vida útil do isolamento.

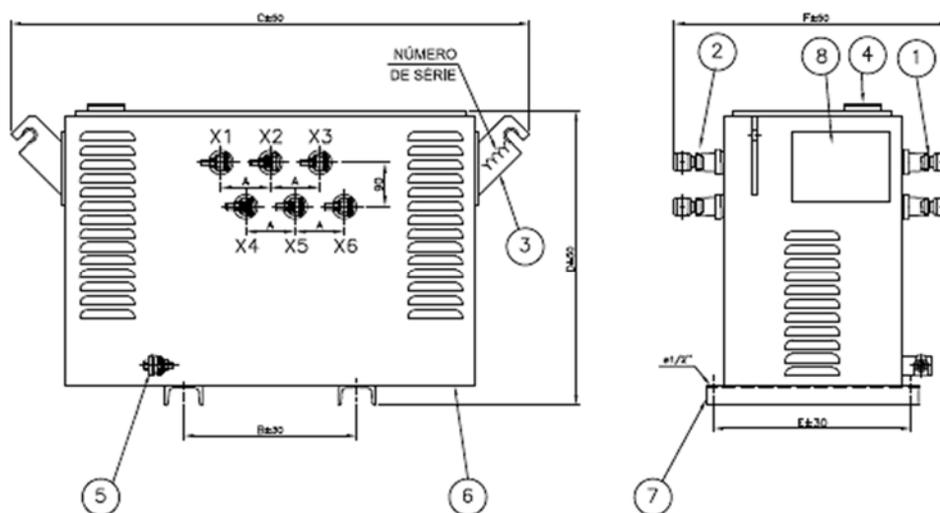
Figura 7 – Esquema de montagem do aparato experimental utilizado nos testes.



Fonte: o próprio autor.

Na Figura 8 pode-se verificar as características de construção externa do transformador e detalhamento técnico. A Figura 9 apresenta uma foto do transformador na bancada de testes, com os cabos de alimentação da rede elétrica, os cabos dos sensores de temperatura e os cabos de alimentação dos ventiladores.

Figura 8 – Desenho técnico do transformador.

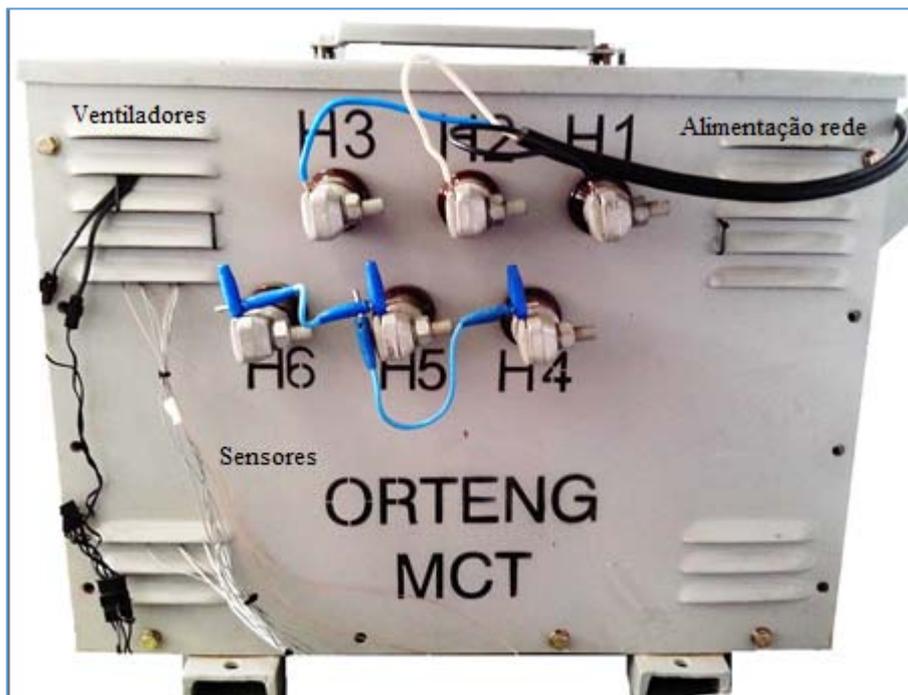


LEGENDA

- 1- BUCHA SECUNDÁRIA (AN-4255)
- 2- BUCHA PRIMÁRIA (AN-4255)
- 3- GANCHO DE IÇAMENTO
- 4- PLACA DE IDENTIFICAÇÃO
- 5- TERMINAL DE ATERRAMENTO
- 6- VENEZIANA PARA VENTILAÇÃO
- 7- BASE DE FIXAÇÃO
- 8 - CAIXA SAIDA TERMINAIS PT-100

Fonte: o próprio autor.

Figura 9 – Transformador utilizado nos testes de bancada.



Fonte: o próprio autor.

Na Figura 10 é mostrada uma foto do núcleo do transformador durante a fabricação, onde pode-se visualizar os três enrolamentos montados da estrutura de ferro silício. Os enrolamentos são confeccionados por bobinas de fio de cobre resinados envoltos por papel. Pode-se observar na Figura 11 uma foto feita durante a montagem dos enrolamentos. Os materiais utilizados assim como os espaçadores colocados entre as camadas dos enrolamentos para melhorar o resfriamento, também podem ser vistos. O núcleo é do tipo envolvido com enrolamentos primário e secundário concêntricos. O material da parte indutiva do núcleo é liga de aço silício e a ligação elétrica do transformador é feita em estrela (Y-Y).

Figura 10 – Núcleo do transformador durante a fabricação.



Fonte: o próprio autor.

Figura 11 – Enrolamentos durante a fabricação.



Fonte: o próprio autor.

Para os testes com resfriamento forçado, serão utilizados dois ventiladores NZXT de 12 V, 8 W e 200 mm de diâmetro (Figura 12). Estes ventiladores de uso em computadores de alta performance, foram fixados dentro do transformador de forma que o fluxo de ar ficasse perpendicular ao núcleo como pode ser visto nas Figuras 13 e 14.

Figura 12 – Ventilador utilizado para testes com convecção forçada.



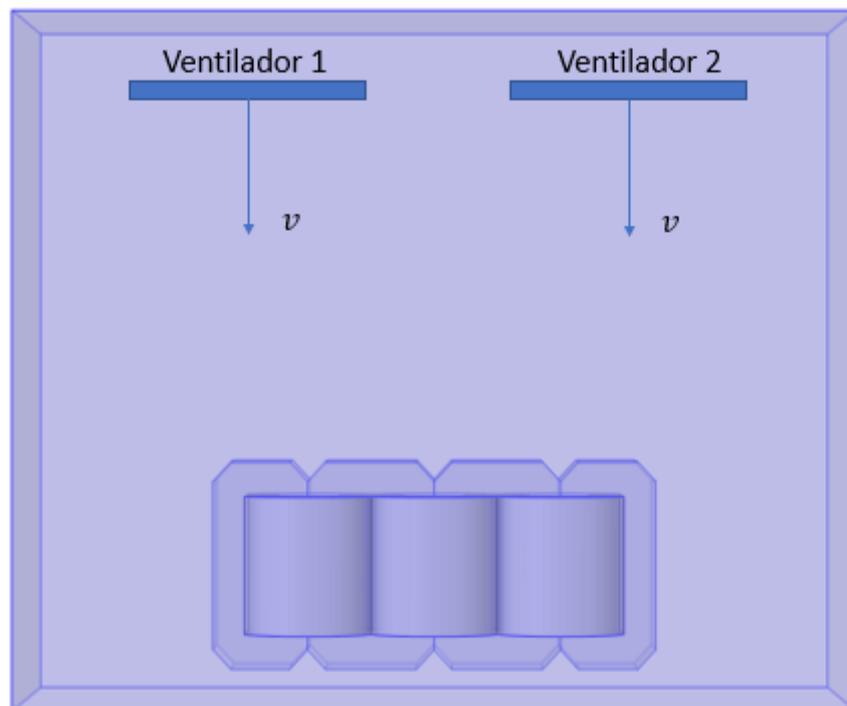
Fonte: o próprio autor.

Figura 13 – Ventiladores em funcionamento (tanque sem a tampa).



Fonte: o próprio autor.

Figura 14 – Desenho ilustrativo da disposição dos ventiladores dentro do transformador.



Fonte: o próprio autor.

Apresenta-se na Figura 15 o instrumento utilizado para medição do fluxo de ar gerado pelos ventiladores (anemômetro Testo 445), acoplado a uma sonda rotativa de palhetas. A medição da velocidade instantânea do escoamento de ar foi feita em três testes de um minuto definindo uma velocidade média do fluxo de ar de 4,2 m/s. O fluxo de ar será utilizado na simulação com convecção forçada.

Na Figura 16, é mostrada a fonte de alimentação digital (Instrutemp ST 305D-II), configurada para fornecer a tensão de 12 V em corrente contínua, necessária para o funcionamento adequado dos ventiladores.

Figura 15 – Anemômetro utilizado para medição de velocidade do ar.



Fonte: o próprio autor.

Figura 16 – Fonte de alimentação dos ventiladores.

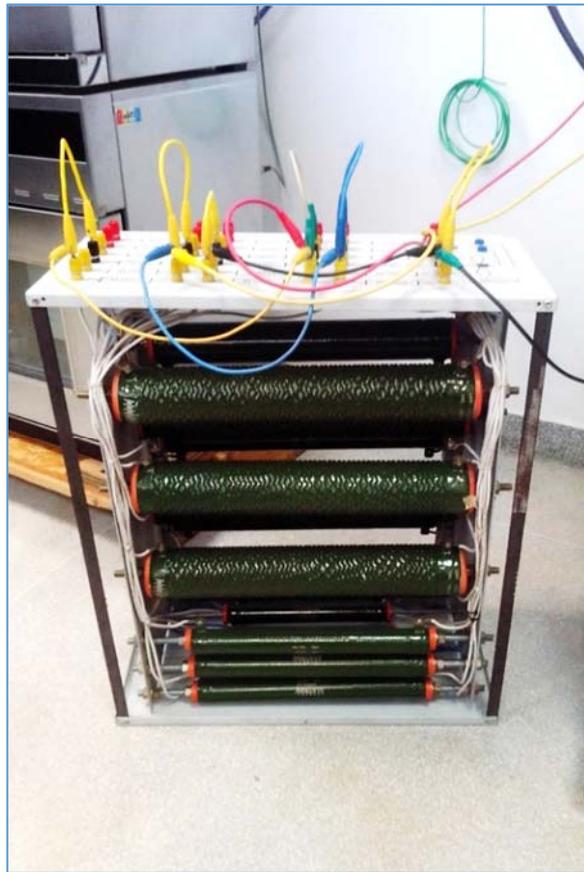


Fonte: o próprio autor.

O sistema de aquisição de dados (Agilent 34970A) é mostrado na Figura 17. Este sistema utiliza o programa Benchlink Datta Logger 3 para coleta dos dados de temperatura. Além disso, realiza aquisição da leitura dos sensores do tipo Termopar e do tipo PT100, que serão detalhados na seção 4.3.

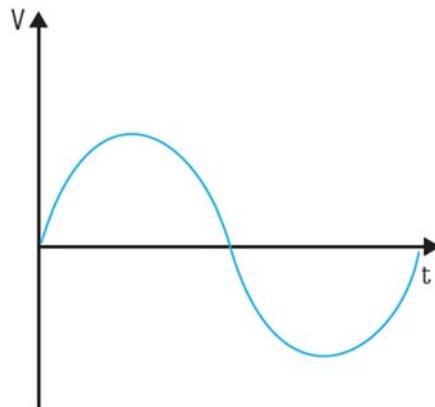
Devido ao longo período de tempo que o transformador exige para entrar em regime permanente, todo aparato foi colocado dentro de um laboratório climatizado, afim

Figura 18 – Carga resistiva trifásica.



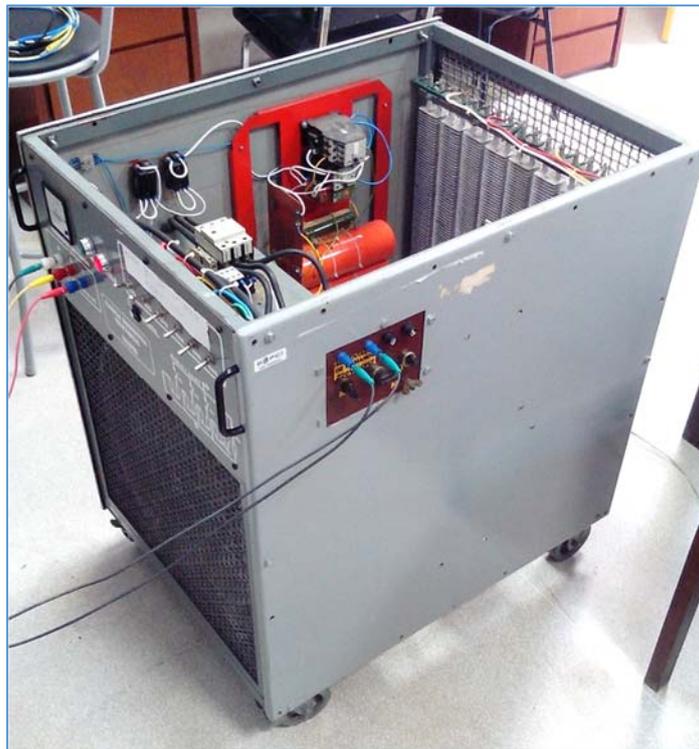
Fonte: o próprio autor.

Figura 19 - Tensão senoidal sem distorções.



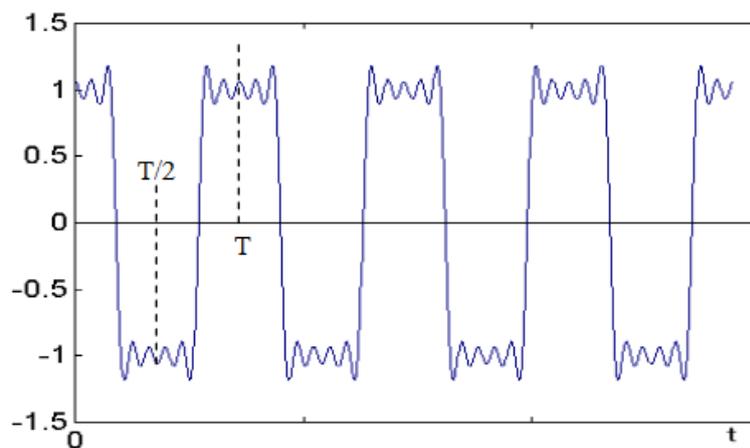
Fonte: o próprio autor.

Figura 20 – Carga retificadora trifásica.



Fonte: o próprio autor.

Figura 21 – Tensão resultante da soma de distorções harmônicas.



Fonte: J. A. Pomilio; Qualidade da Energia Elétrica em Ambiente Aeronáutico, 2013.

4.2 Detalhamento dos Sensores de Temperatura

Foram utilizados neste trabalho dois tipos de sensores; termopares e termo resistores de platina mais conhecidos como PT100.

4.3.1 Termopares

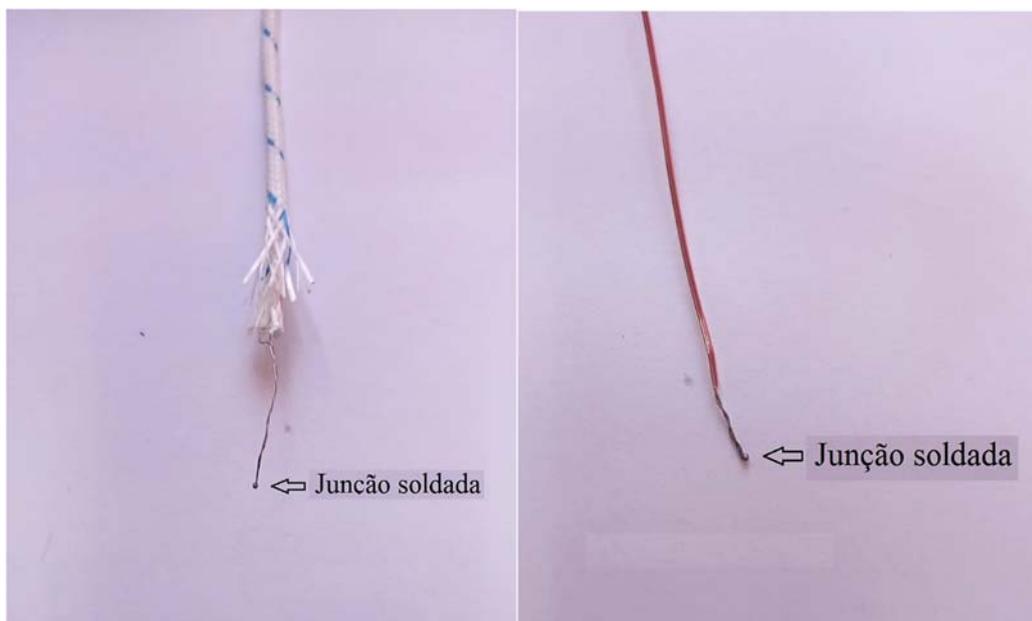
Os Termopares são os sensores de maior uso na indústria para medição de temperatura.

Eles cobrem uma faixa bastante extensa de temperatura que atualmente vai de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $2750\text{ }^{\circ}\text{C}$, com uma boa precisão e repetibilidade aceitável, tudo isto a um custo menor se comparados com outros tipos de sensores de temperatura.

Um termopar ou par termométrico consiste de dois condutores metálicos de natureza distinta, na forma de metais puros ou ligas homogêneas. Quando unidos por uma junção soldada cria-se uma corrente que varia proporcionalmente a variação de temperatura da junção.

A Figura 22 mostra os termopares utilizados nos testes, termopares tipo J de Ferro-Constantan e termopares tipo K de Níquel-Cromo que garantem precisão na faixa de temperatura de trabalho do transformador que varia de 20 a $150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 22 – Termopares utilizados nos testes: a) tipo J e b) tipo K.



a)

b)

Fonte: o próprio autor.

4.3.2 Termômetros de Resistência PT100

A utilização de resistências para medição de temperatura iniciou-se em meados de 1830, porém só houve condições de fabrica-las para utilização em processos industriais a partir do ano de 1925.

As termo-resistências são sensores de temperatura usados amplamente nos processos industriais e laboratoriais, por suas condições de alta estabilidade, repetibilidade, resistência à contaminação, mínimo drift (atraso) em relação ao tempo e a precisão de leitura. Por tais características, este sensor é padrão internacional para a medição de temperatura na faixa de $-259,3467^{\circ}\text{C}$ a $961,78^{\circ}\text{C}$, segundo a ITS-90.

Nos testes experimentais foram utilizados sensores PT100 conforme mostrado na Figura 23. Este sensor também atende a variação de temperatura exigida nos testes que foi de 20°C a 150°C .

Figura 23 – Termoresistência PT100 de platina utilizada nos testes.



Fonte: o próprio autor.

4.3 Análise Termográfica

Para verificação das melhores localizações para colocação dos sensores, e também para determinação da emissividade dos enrolamentos, foi feita uma análise termográfica utilizando a Câmera Termográfica Flir InfraCAM (Fig. 24). Este equipamento utiliza sensores sensíveis a temperatura para gerar uma imagem cujas cores variam com a temperatura e também possui um processamento de imagem que informa o valor da temperatura de uma superfície de acordo com a emissividade. A Figura 25 apresenta um teste de leitura de temperatura do núcleo aquecido onde foi possível verificar

primariamente que a temperatura da superfície do núcleo era de 110°C que representada uma grande diferença em relação aos primeiros testes com o transformador utilizando apenas PT100 atingindo apenas 85°C de temperatura máxima conforme mostrado na Figura 26 .

Analisando a imagem os pontos mais claros apresentam as temperaturas mais elevadas podendo caracterizar um possível *hotspot* e também sendo uma localização adequada para o sensor de temperatura.

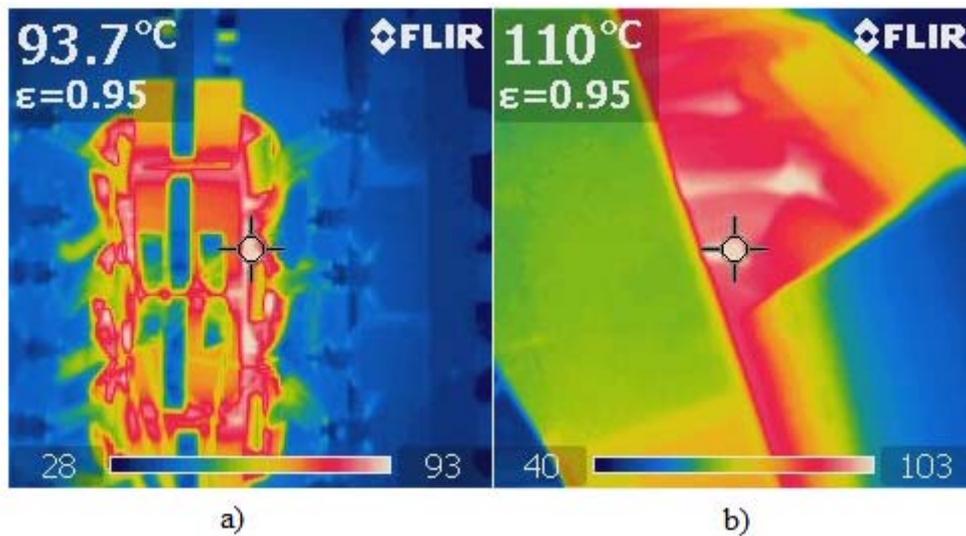
A utilização da câmera termográfica juntamente com a aquisição de dados, foi de fundamental importância para determinação da emissividade térmica do material no núcleo que é manufaturado com papel, resina e cobre, sendo este valor difícil de encontrar na literatura. Ao comparar as temperaturas medidas pelo sensor termopar no ponto e pelo sensor de imagem da câmera no mesmo ponto, pode-se chegar à um valor preciso da emissividade.

Figura 24 – Câmera termográfica Flir InfraCAM.



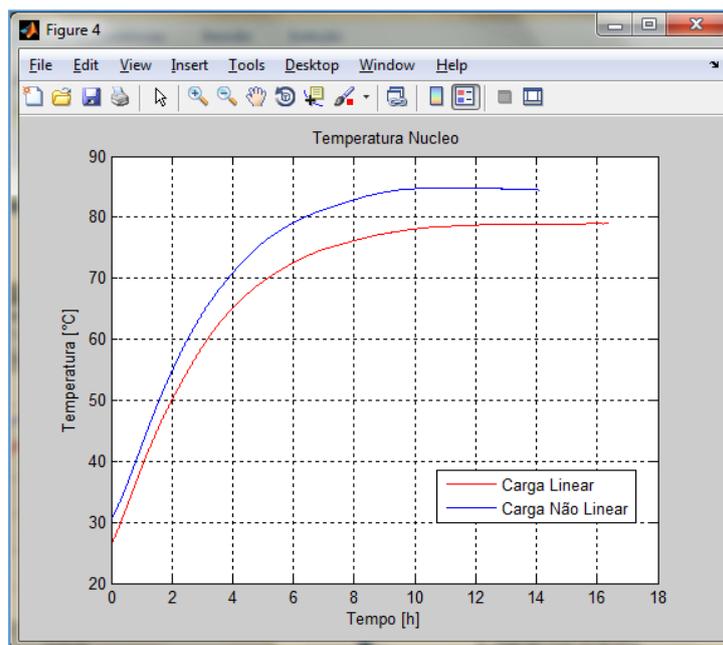
Fonte: o próprio autor.

Figura 25 – Imagem termográfica superior do núcleo do transformador aquecido.



Fonte: o próprio autor.

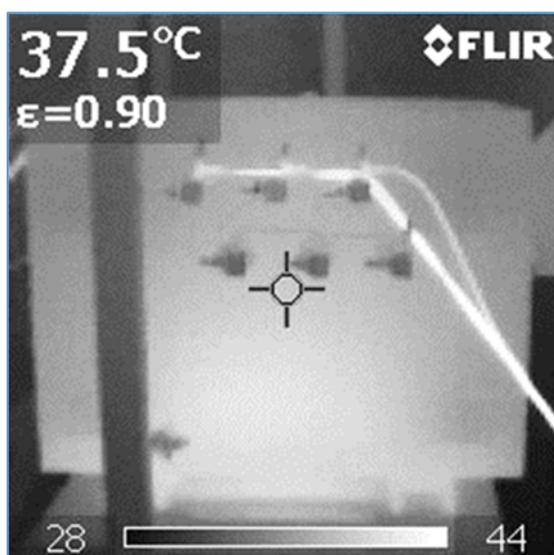
Figura 26 –Exemplo de teste no transformador utilizando apenas PT100.



Fonte: o próprio autor.

Na Figura 27 pode-se visualizar a imagem termográfica feita durante um teste com carga não linear e convecção natural. A temperatura da superfície externa da lateral do tanque atingiu 37,5 °C. Este dado é um importante parâmetro para a condição de contorno na modelagem numérica, pois a variação de temperatura do tanque influi no escoamento do fluido interno.

Figura 27 – Imagem termográfica da lateral do tanque aquecido.



Fonte: o próprio autor.

4.4 Disposição dos sensores no transformador

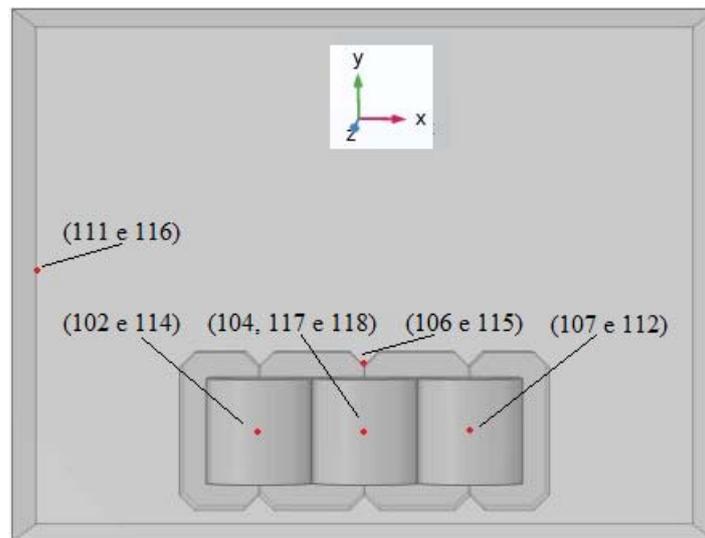
Tendo como referência estudos anteriores de aquecimento de transformadores e também analisando as imagens geradas pela câmera termográfica, pode-se dizer que existe a tendência de maior aquecimento no interior do enrolamento. Sendo assim, foram definidos locais otimizados para fixação dos sensores de temperatura. Conforme indicado na Figura 28 os enrolamentos são numerados de 1 a 3, definindo três pontos de medição. No interior de cada núcleo foram colocados sensores do tipo PT100 e Termopar. Também foram colocados sensores na superfície do enrolamento 2 e interior do tanque. A temperatura ambiente externa ao tanque foi medida utilizando um Termopar J fixado em um ponto do laboratório onde não houvesse interferência na medição.

Com base no trabalho de Mishra, Baranwal e Chhabra (2017), de transformadores trifásicos, observou-se que temperaturas mais altas são atingidas no enrolamento central, assim para maior precisão foram colocados termopares tipo K neste enrolamento, juntamente os termopares tipo J e os PT100, para avaliar variações oriundas do tipo de sensor.

Na Figura 28 e na Tabela 4.1 são mostradas em detalhes as coordenadas referentes à posição dos sensores de temperatura, e também pode-se verificar que a origem do sistema de coordenadas encontra-se na superfície central do núcleo. A fixação de cada sensor foi feita manualmente com auxílio de calços do mesmo material utilizado no

núcleo, pois a junção soldada, ideal para a medição com termopar, não é possível em um material de ferro silício energizado. Como os sensores não puderam ser soldados nem colados, foram colocados mais de um sensor em cada posição (Tabela 4.1) para reduzir os erros de medição gerados pela fixação.

Figura 28 – Posição dos sensores de temperatura.



Fonte: o próprio autor.

Tabela 4.1 – Tipos e Posições dos Sensores de Temperatura.

Canal	Tipo de Sensor	Local	Coordenadas (mm)
102	Termopar J	Enrolamento 1	(-100,-61,45)
104	Termopar J	Enrolamento 2	(0,-61,45)
106	Termopar J	Superfície do Núcleo	(0,0,0)
107	Termopar J	Enrolamento 3	(100,-61,45)
109	Termopar J	Temperatura Ambiente	N/A
111	Termopar J	Temperatura Interior do Tanque	(-325,90,0)
112	PT100	Enrolamento 3	(100,-61,45)
113	PT100	Enrolamento 2	(0,-61,45)
114	PT100	Enrolamento 1	(-100,-61,45)
115	PT100	Superfície do Núcleo	(0,0,0)
116	PT100	Temperatura Interior do Tanque	(-325,90,0)
117	Termopar K	Enrolamento 2	(0,-61,45)
118	Termopar K	Enrolamento 2	(0,-61,45)

5 Modelagem Numérica usando o programa COMSOL

O estudo numérico foi feito utilizando o software comercial COMSOL Multiphysics® que é baseado no Método de Elementos Finitos. É uma ferramenta adequada também para solução de problemas acoplados de transferência de calor e dinâmica dos fluidos, como é o caso deste trabalho.

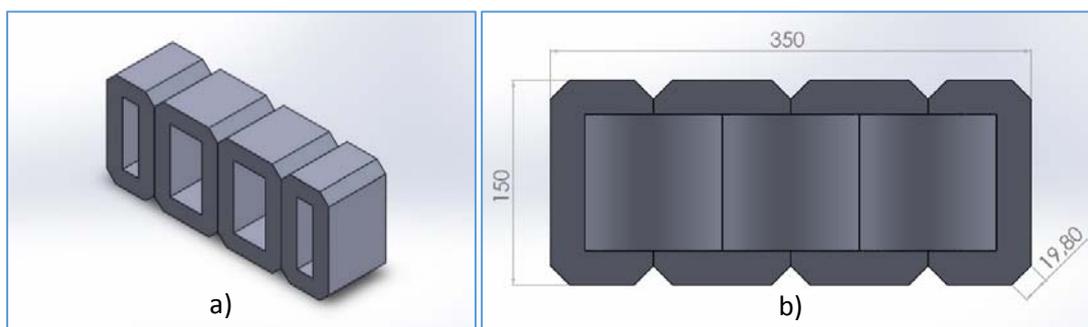
5.1 Vantagens da Simulação Numérica usando o COMSOL

Uma vantagem da utilização de uma simulação numérica é a facilidade de mapear todas as variáveis em qualquer ponto do domínio. No caso específico do estudo do campo térmico de transformadores, pode-se obter facilmente a temperatura em qualquer ponto, tanto do sólido quanto do fluido. Desta forma, contribui para o aprimoramento do projeto de transformadores de médio e grande porte, que são equipamentos de alto custo de fabricação e precisam ter uma vida útil assegurada.

Um dos principais objetivos da modelagem numérica deste problema é que a partir dela pode-se determinar o perfil de temperatura do fluido ao redor do núcleo aquecido. Sendo possível também determinar pontos de maior aquecimento no fluido e no sólido (*Hot Spots*). A geometria do transformador nas simulações numéricas realizadas neste trabalho foi baseada o mais próximo possível no modelo real para garantir a maior precisão da simulação.

Na Figura 29 é possível observar a geometria da parte de ferro silício do núcleo baseada nas dimensões do modelo real.

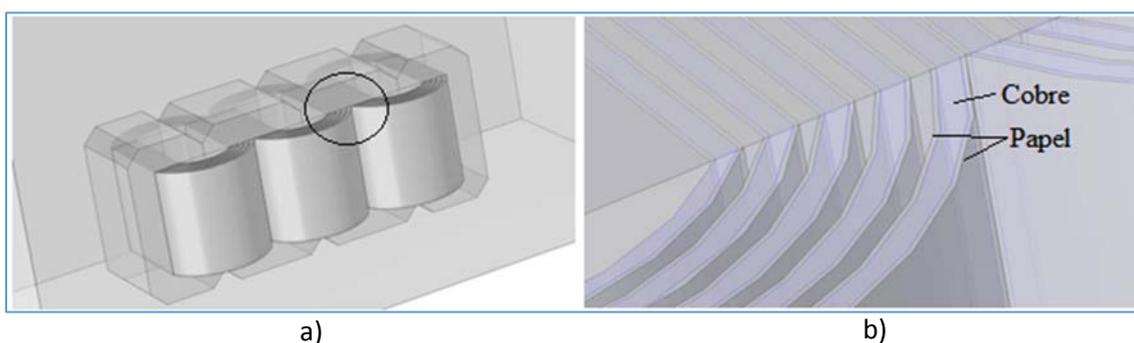
Figura 29 - a) Parte de ferro silício do núcleo, b) dimensões em mm.



Fonte: o próprio autor.

Assim para aproximar o máximo possível os aspectos reais do núcleo, a geometria dos enrolamentos foi criada considerando o núcleo de cobre revestido de papel (Fig. 30).

Figura 30 – Modelo geométrico do núcleo: a) vista global e b) vista ampliada.



Fonte: o próprio autor.

O domínio de solução foi dividido em cinco regiões deferentes: a região referente ao cobre que constitui os enrolamentos, a região do papel Kraft localizado entre cada camada do enrolamento, a estrutura de ferro silício, o tanque que foi considerado como uma fronteira com temperatura inicial definida em 20°C e a região com ar atmosférico contido dentro do tanque. As propriedades térmicas do Cobre, Papel Kraft e Ferro Silício são consideradas constantes (Tab 5.1). Para o ar atmosférico os valores iniciais mostrados na Tabela 5.1 são referentes à temperatura de 20 °C, pois durante o aquecimento elas variam.

Tabela 5.1 – Propriedades térmicas dos materiais do transformador.

<i>Material</i>	<i>Condutividade</i>	<i>Massa Específica</i>	<i>Calor Específico</i>
	<i>K (W/m.K)</i>	ρ (<i>Kg/m³</i>)	<i>Cp (J/Kg.K)</i>
<i>Cobre</i>	400	8700	385
<i>Papel Kraft</i>	0,089	800	1500
<i>Ferro Silício</i>	45	6400	400
<i>Ar atmosférico</i>	0,025 (inicial)	1,204 (inicial)	1,007 (inicial)

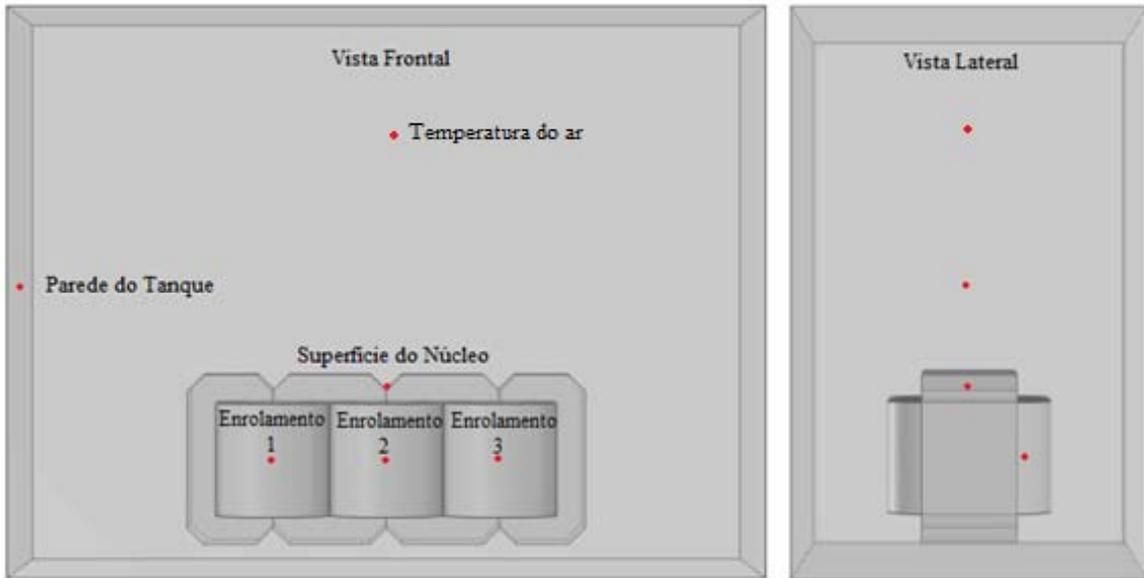
Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

O desenho em CAD (*Computed Aided Design*) do núcleo (Fig. 5.2a) foi feito no programa *SolidWorks* utilizando todas as dimensões possíveis do transformador real, sendo necessário separar as partes de papel, cobre e ferro silício em diferentes domínios. O programa *SolidWorks* permite desenhar partes separadas e depois uni-las fazendo uma única peça com materiais diferentes, que é importante para manter os aspectos reais dos materiais no núcleo reduzindo assim erros de temperatura devido às variações das propriedades térmicas dos materiais.

Na Figura 31 são mostradas as sondas numéricas utilizadas para a obtenção dos dados de temperatura em função do tempo durante todo o período de aquecimento do transformador que é de 800 min. Para a comparação dos valores numéricos com os

experimentais foram definidas as coordenadas mais próximas possível da posição dos sensores no transformador físico.

Figura 31 – Posição dos sensores para simulação.



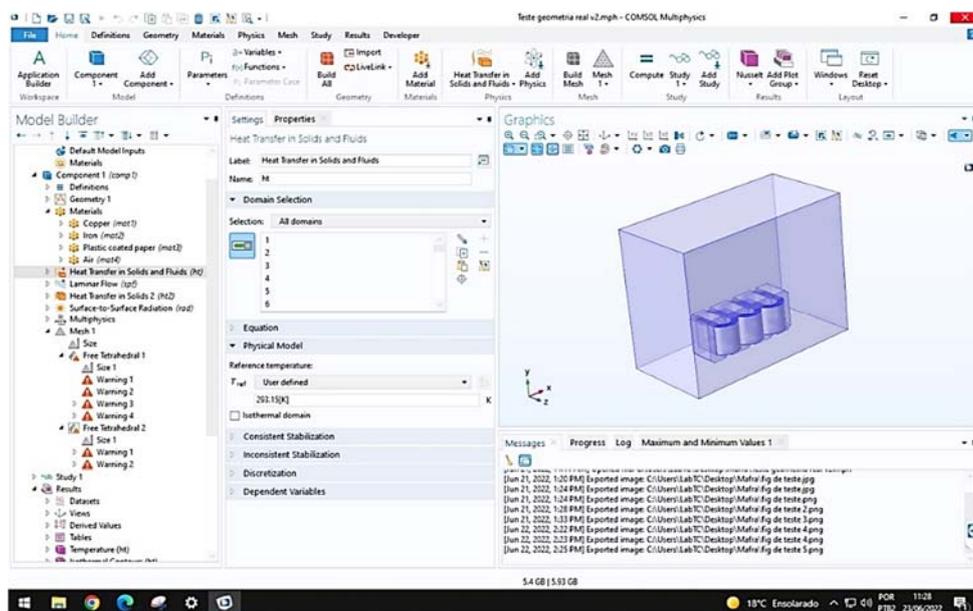
Fonte: o próprio autor.

Na tabela 5.2 são apresentadas as coordenadas (x,y,z) dos pontos de medição adicionados ao programa, sendo a origem do sistema o ponto T4.

Tabela 5.2 Posição dos sensores para simulação.

Termopar	Posição	Coordenadas (mm)
T_1	Enrolamento 1	(-100; -61; 45)
T_2	Enrolamento 2	(0; -61; 45)
T_3	Enrolamento 3	(100; -61; 45)
T_4	Superfície do Núcleo	(0; 0; 0)
T_5	Temperatura do ar	(0; 200; 0)
T_6	Temperatura do tanque	(-300; 150; 0)

Figura 32: Tela inicial da interface gráfica do COMSOL 6.0.



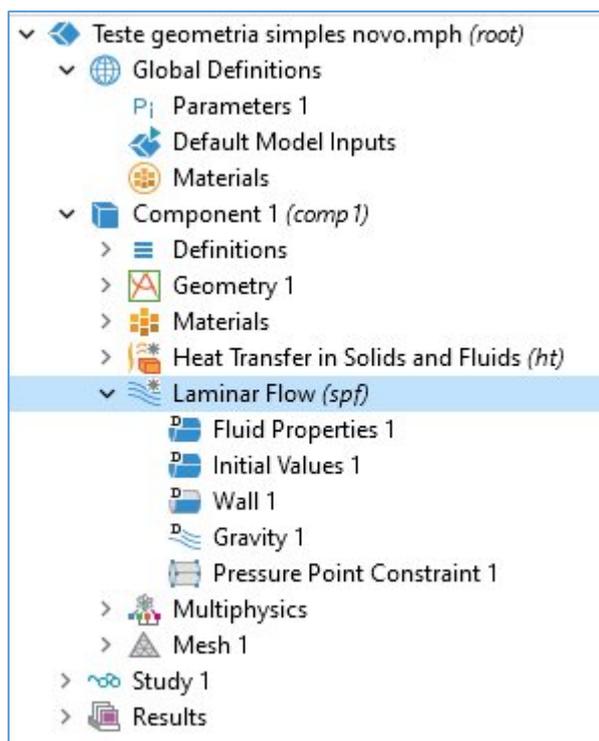
Fonte: o próprio autor.

5.2 Descrição do Módulo de Transferência de Calor

Foi utilizado o módulo conjugado de transferência de Calor (*Conjugate Heat Transfer*), que permite o acoplamento entre o módulo de escoamento laminar (*Laminar Flow*), e os fenômenos envolvendo Transferência de Calor.

O módulo de transferência de calor em sólidos e fluidos (*Heat Transfer in Solids and Fluids*) por meio da interface multifísica de escoamento não isotérmico (*Nonisothermal Flow*), possui as seguintes variáveis dependentes: velocidade, temperatura, radiossidade e pressão. Na Figura 33 é mostrada a árvore correspondente aos itens de configuração do modelo físico.

Figura 33: Arvore de seleção do modelo multifísico.



Fonte: o próprio autor.

O acoplamento multifísico é utilizado quando pretende-se simular escoamentos onde as propriedades do fluido dependem apenas da temperatura. Os modelos também podem incluir transferência de calor em sólidos ou em meios porosos, bem como radiação entre superfícies e radiação em meios participantes.

Partindo das formulações completas para transferência de calor, para o presente estudo foram desconsiderados os termos translacionais para o sólido, uma vez que o sistema permanece estático, e todo movimento ocorre somente no fluido. Além disso, serão desconsideradas as deformações do material por serem pequenas para incidir qualquer efeito significativo na geometria. A energia de entrada no sistema depende da geração interna no núcleo causada pelas perdas elétricas. Para a parcela de Transferência de Calor por radiação foi utilizado o módulo de radiação entre superfícies (*Surface to Surface Radiation*) utilizando a emissividade, determinada anteriormente, de 0,95.

Como critério de parada para os estudos em regime transiente com convecção natural e forçada foi adotado o método constante Newton com técnica de terminação por tolerância com fator 0,5 número máximo de iterações 8. O critério de terminação por solução. O *solver* iterativo utilizado para solução foi o Método do Resíduo Mínimo Generalizado (GMRES) com número de iterações 50 e tolerância residual 0,05.

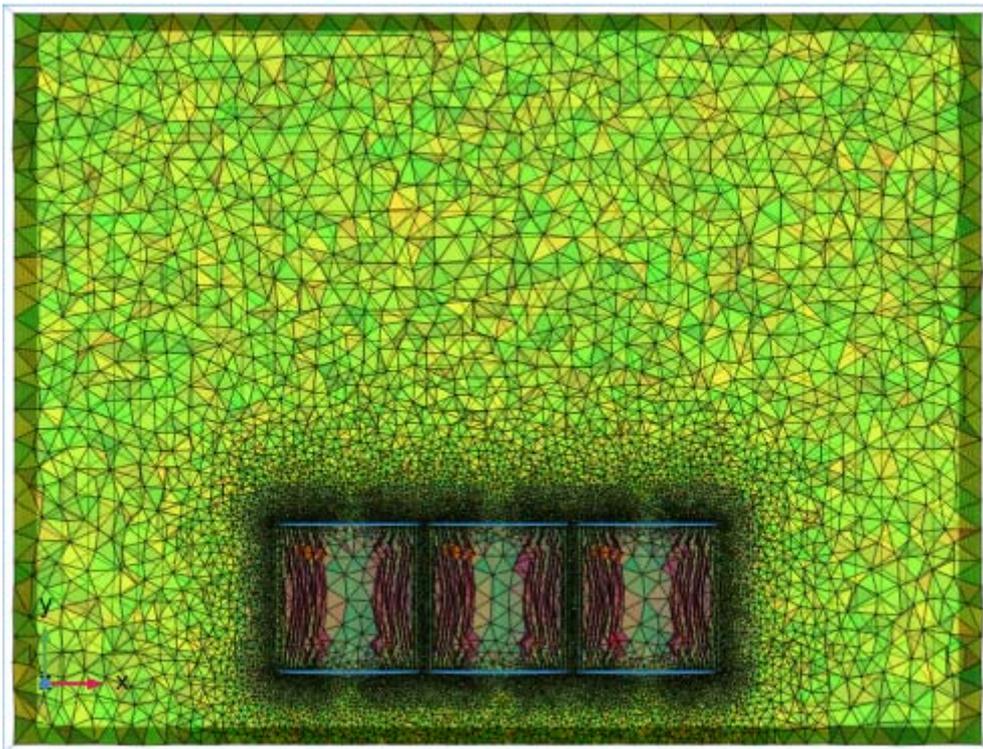
Para os passos de tempo foi escolhido o *solver* implícito com método BDF, passo inicial 0,001 e número máximo de passos de tempo dados pelo *solver* de maneira automática, o grau máximo do polinômio de interpolação foi 2, a tolerância relativa 0,005, e para tolerância absoluta foi escolhido o método global *scaled* o método de tolerância *factor* e valor 0,05.

5.3 Testes de refinamento e escolha de malha

A malha utilizada na simulação (Fig. 34) possui elementos tetraédricos que se adequam melhor a geometria complexa do núcleo e fornece resultados mais precisos do campo de temperatura e do escoamento.

Pode-se observar também na Figura 34 a região mais refinada da malha que está localizada na interface entre o sólido e o fluido.

Figura 34 – Malha tetraédrica gerada no COMSOL.



Fonte: o próprio autor.

Na Tabela 5.3 são mostrados os dados do teste de refinamento de malha realizado para escolha da malha das simulações. Nesta tabela pode-se observar as variações de temperaturas no enrolamento 2, cuja posição foi mostrada na Figura 4.21, e os tempos de simulação para cada número de elementos de malha. Foram simuladas quatro malhas, primeiramente com 316.984 elementos, depois 2.654.785 elementos, em seguida com

4.215.650 elementos e finalmente com 7.625.971 elementos, onde foi possível ver uma convergência nos valores de temperatura, pois a diferença entre os valores obtidos foi de 0,002%. Pode ser observado na tabela que quanto maior no número de elementos maior o tempo de simulação. A condição de geração interna utilizada foi a equivalente a carga não linear com convecção natural onde foi encontrada a maior temperatura dos testes experimentais. Assim foi possível comparar os resultados da simulação para ver qual malha mais se aproximou do resultado experimental.

Tabela 5.3 – Refinamento de malha.

Temperatura Experimental Enrolamento 2 (°C)	Número de Elementos da Malha Tetraédrica	Temperatura Numérica Enrolamento 2 (°C)	Tempo (min)
144,02	316.984	155,35	210
	2.654.785	154,65	408
	4.215.650	145,56	1728
	7.625.971	145,88	2889

A partir dos resultados da Tabela 5.3 pode-se perceber uma aproximação dos valores de temperatura simulados com os valores obtidos experimentalmente. As malhas com 4.215.650 elementos e 7.625.971 elementos geraram diferenças de 0,22% na temperatura e, portanto, a malha com 4.215.650 elementos foi utilizada em todas as outras simulações por causa do custo computacional.

5.4 Obtenção Numérica do Coeficiente de Transferência de Calor e do Número de Nusselt

Algumas variáveis relevantes na análise de transferência de calor como o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção, podem ser obtidas pelo COMSOL inserindo na interface do programa, expressões apropriadas para que sejam obtidos os valores locais e médios.

5.4.1 Coeficiente de transferência de calor por convecção

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção h no programa COMSOL foi necessário inserir as Equações (5.1) e (5.2) que determinam os valores local e médio dos coeficientes respectivamente.

$$h_L = \frac{ht.ntflux}{T-ht.T_{amb}} \quad (5.1)$$

$$h_m = \frac{intop1(h_L)}{intop1(1)} \quad (5.2)$$

onde o fluxo de calor total, normal à superfície é calculado pela função *ht.ntflux*, T é a temperatura nesse ponto da superfície, e a temperatura ambiente instantânea é calculada pela função *ht.Tamb*. Para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção médio, h_m , utiliza-se a função (*intop1*) que calcula a integral de superfície dos valores locais de h . O valor de h_m é dado, portanto, pela integral de superfície da função h_L ou seja, *intop1(h_L)* dividida pela área dessa superfície dada por *intop1(1)*.

5.4.2 Número de Nusselt

Para o cálculo do Número de Nusselt local Nu_L e médio Nu_m foram inseridas as Equações (5.3) e (5.4) respectivamente.

$$Nu_L = \frac{h_L \cdot l}{k_L} \quad (5.3)$$

$$Nu_m = \frac{h_m \cdot l}{k_m} \quad (5.4)$$

O cálculo do número de Nusselt local, Nu_L , é obtido pelo produto de h_L pelo comprimento característico do núcleo l , dividido pela condutividade local do ar, k_L , que é calculada a cada instante pelo COMSOL e depende da temperatura em que o ar se encontra. O cálculo do número de Nusselt médio, Nu_m é obtido pelo produto de h_m pelo comprimento característico do núcleo, l , dividido pela condutividade média do ar sobre a superfície k_m . O comprimento característico foi obtido dividindo o volume total do núcleo $0,052 \text{ m}^3$ pela área total do núcleo $0,152 \text{ m}^2$ obtendo o valor de $0,342 \text{ m}$.

Na Tabela 5.4 são mostradas as expressões inseridas no programa, e suas unidades.

Tabela 5.4 – Expressões inseridas no programa.

Name	Expression	Unit	Description
Nu_m	$h_m \cdot l / k_f_m$		Número de Nusselt
kf_m	$\text{intop1}(\text{up}(\text{ht.kxx})) / (\text{intop1}(1))$	W/(m·K)	Condutividade média do fluido na superfície
h_m	$\text{intop1}(h_L) / \text{intop1}(1)$	W/(m ² ·K)	Coefficiente Convectivo Médio
Name	Expression	Unit	Description
h_L	$\text{ht.ntflux} / (T - \text{ht.T_amb})$	W/(m ² ·K)	Coefficiente Convectivo Local
kf_L	$\text{up}(\text{ht.kxx})$	W/(m·K)	Condutividade Local do Fluido
Nu_L	$h_L \cdot l / k_f_L$		Número de Nusselt Local

Fonte: o próprio autor.

No Capítulo 6 são mostrados os resultados experimentais e numéricos obtidos, assim como uma comparação com trabalhos anteriores e porcentagem de resíduos. Nesse capítulo também são apresentados os resultados para número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor onde foi feita uma comparação com resultados obtidos por correlações empíricas.

6 Resultados e Discussões

Apresentam-se neste capítulo os resultados obtidos experimentalmente através dos testes com os termopares e termômetros de resistência PT100 inseridos no núcleo do transformador e também os resultados numéricos de campos do fluido dentro do tanque obtidos pelo programa COMSOL, utilizando as mesmas condições de contorno do caso experimental. São mostradas também as comparações das temperaturas experimentais com a numérica em pontos no núcleo do transformador, que foram mencionados no Capítulo 4.

6.1 Resultados Experimentais

Para garantir a repetitividade dos resultados experimentais de temperatura foram feitos três testes para cada configuração de carga e ventilação, sendo 12 testes no total, com aproximadamente 25 horas de duração cada. Em cada teste foram adquiridos aproximadamente 1500 pontos de temperatura com intervalo de medição de 1 minuto.

A classe do isolamento de transformador é B o que indica que as temperaturas não devem ultrapassar $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ para não danificar o isolamento e reduzir a vida útil ou até mesmo causar a ruptura do isolamento, curto circuito e conseqüentemente uma falha geral do transformador, assim nos testes em que as temperaturas ultrapassaram os $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ foi necessária atenção especial ao equipamento para evitar danos permanentes.

A partir da análise experimental foi verificado que o período transiente dura 700 min (11,6 horas). Logo após, o transformador atinge o regime permanente. As temperaturas monitoradas por 13 sensores foram obtidas a partir da aquisição Agilent 34970A.

6.1.1 Testes com Carga Linear e Convecção Natural

Na Figura 35 observam-se as curvas de aquecimento e resfriamento geradas por todos os sensores. A carga utilizada foi a resistiva, fornecendo um carregamento de caráter linear e o resfriamento foi feito por convecção natural. Pode-se notar que a temperatura mais elevada ocorreu no Enrolamento 2 com o sensor 118 (Termopar Tipo K) onde a máxima temperatura atingida foi $118,20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

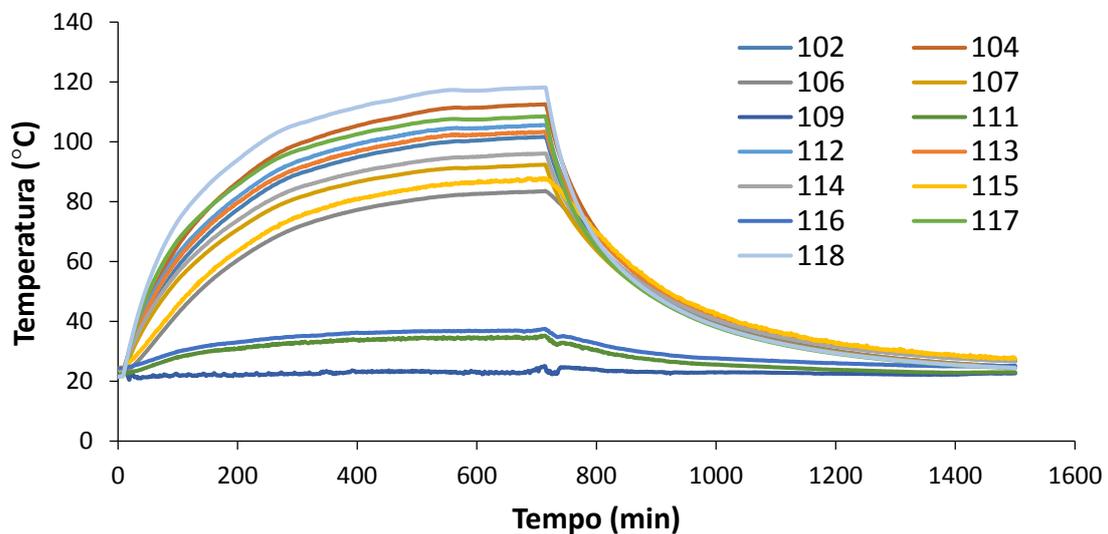
Os sensores do tipo PT100 apresentaram leituras com valores inferiores aos lidos pelos Termopares, pois fluxo magnético no núcleo afeta o funcionamento destes sensores,

que começam a funcionar como antenas. Além disso, os sensores tipo PT100 são mais adequados para medição de temperatura em processos em regime permanente.

Percebe-se também pela leitura do sensor 109 que a temperatura ambiente externa ao tanque foi bem controlada em $20 \pm 1^\circ\text{C}$ pelo sistema de ar condicionado do laboratório, tendo pequenas oscilações apenas no período transiente.

A temperatura da parede interna do tanque fornecida pelo sensor 111 (Termopar J) obteve valor máximo de $37,5^\circ\text{C}$.

Figura 35 – Resultados da distribuição de temperatura medidos no núcleo do transformador para condição de convecção natural e carga linear.

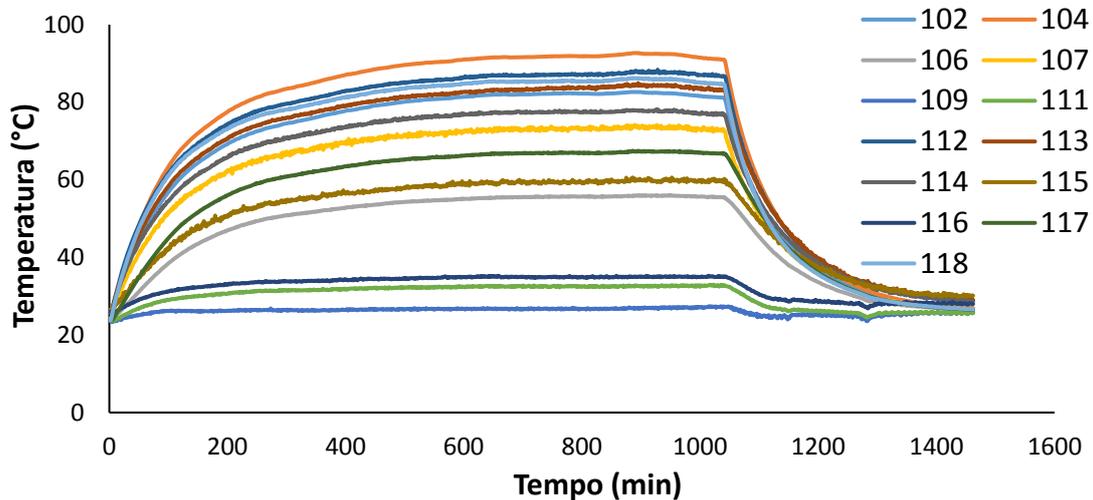


6.1.2 Testes com Carga Linear e Convecção Forçada

Na Figura 36 é mostrado o comportamento dos sinais de temperatura onde a carga utilizada foi a mesma do caso anterior com os ventiladores ligados caracterizando a condição de convecção forçada. Pode-se notar que a temperatura mais elevada também ocorreu no Enrolamento 2, só que desta vez no sensor 104 (Termopar Tipo J), atingindo $92,43^\circ\text{C}$. No teste anterior a maior temperatura ($118,2^\circ\text{C}$) foi encontrada pelo sensor 118 isto se deve ao fato de provavelmente a convecção forçada ter mais influência sobre o sensor 118 do que o 104 e também a possíveis erros na fixação manual dos sensores. O sensor 104 no teste anterior obteve como maior temperatura 112°C , ou seja, o uso da ventilação forçada reduziu a temperatura em aproximadamente 20°C , uma redução de

17,8% na temperatura final deste sensor. Na Figura é possível observar também que a partir de aproximadamente 700 min (aproximadamente 12 horas) o regime permanente é atingido.

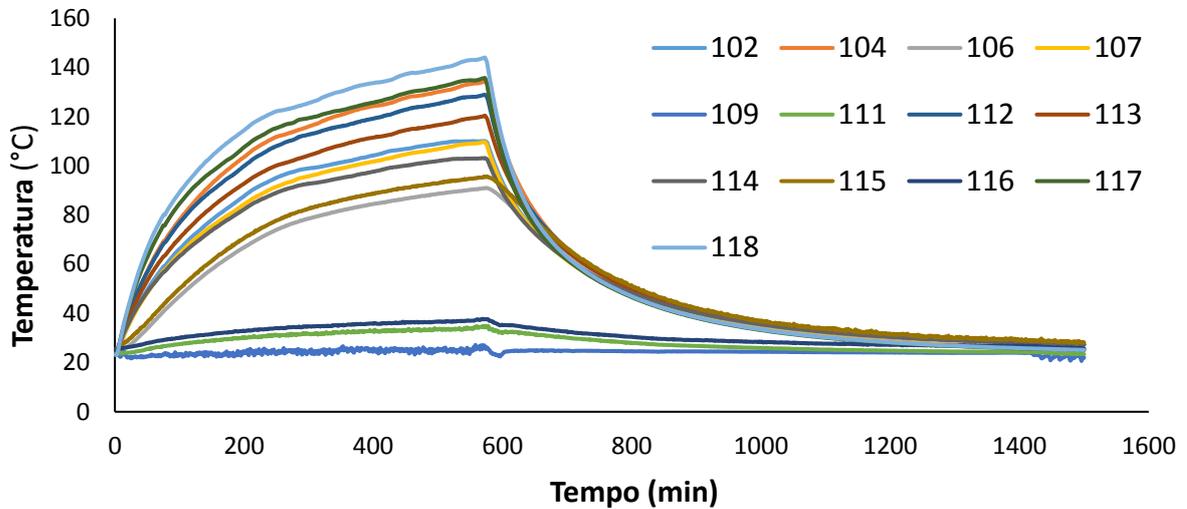
Figura 36 – Temperaturas medidas em função do tempo para o núcleo do transformador para condição de convecção forçada.



6.1.3 Testes com Carga Não Linear e Convecção Natural

Na Figura 37 apresenta-se os resultados experimentais de temperatura durante o período de aquecimento e resfriamento do transformador. Para este caso a carga utilizada foi a retificadora trifásica com saída capacitiva fornecendo um carregamento de caráter Não Linear e os ventiladores estavam desligados caracterizando a convecção natural. A temperatura mais elevada ocorreu no Enrolamento 2 no sensor 118 (Termopar Tipo K) atingindo 144,02 °C. Esta temperatura ultrapassou bastante a temperatura limite para o isolamento do transformador de 130 °C, isto é uma demonstração de que a utilização de carga não linear reduz de fato a vida útil do transformador pois o isolamento não foi dimensionado para atingir estas temperaturas. Também é possível observar que o teste foi interrompido aos 600 minutos, ao invés de 700 minutos como nos outros testes, pois as temperaturas elevadas poderiam danificar o equipamento.

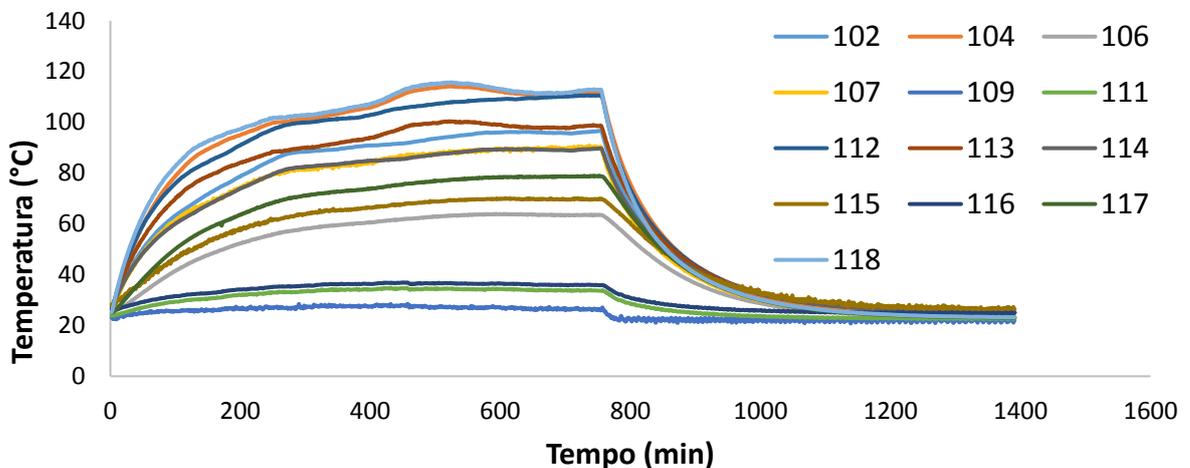
Figura 37 – Evolução temporal das temperaturas experimentais no núcleo do transformador para condição de carga Não Linear e Convecção Natural.



6.1.4 Testes com Carga Não Linear e Convecção Forçada

Na Figura 38 mostra-se o comportamento dos sinais de temperatura para uma carga capacitiva fornecendo um carregamento de caráter Não Linear e com os ventiladores ligados caracterizando convecção forçada. Como ocorreu para a maioria dos testes realizados, a maior temperatura ocorreu no Enrolamento 2 no sensor 118 (Termopar Tipo K) atingindo 113,01 °C. Mais uma vez o uso de ventiladores provou ser eficiente em reduzir a temperatura máxima atingida pelo núcleo com efeito de carga não linear, conseguindo ainda manter a temperatura numa faixa aceitável para proteção do isolamento (inferior a 130 °C).

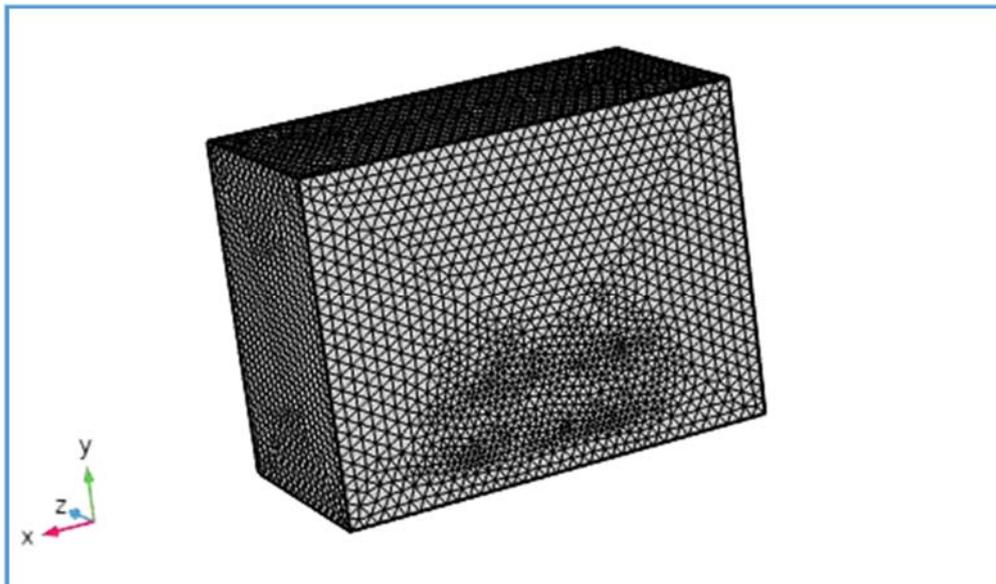
Figura 38 – Evolução temporal das temperaturas medidas para carga Não Linear e Convecção Forçada.



6.2 Resultados da Simulação Numérica usando o COMSOL

A malha tetraédrica escolhida após os testes de refinamento possui 4.215.650 elementos e está mostrada na Figura 39. Na zona de interface entre o sólido e o fluido, existe um maior refinamento na malha para garantir que os efeitos de parede da Transferência de Calor e o movimento do fluido sejam corretamente modelados nesta região.

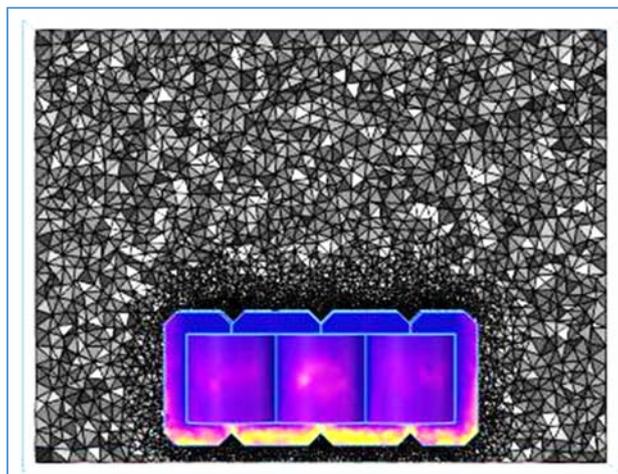
Figura 39 – Malha tetraédrica do tanque.



Fonte: o próprio autor.

Na Figura 40 pode ser observada a malha no fluido em corte no plano xy , na Figura também pode-se observar que na região mais próxima do núcleo a malha sofre uma redução gradual do tamanho do elemento.

Figura 40 – Malha tetraédrica no fluido em corte XY.



Fonte: o próprio autor.

A geração interna utilizada na simulação foi calculada a partir dos valores de taxa de transferência de calor para cada tipo de carga, apresentados no Apêndice A. Foi necessário dividir o valor da taxa de transferência de calor por convecção natural, pelo volume dos 3 enrolamentos que foi $0,00126 \text{ m}^3$ para assim encontrar a geração volumétrica em W/m^3 . Para a carga linear foi determinada a geração interna de $44.777 \text{ W}/\text{m}^3$, e para a carga não linear a geração interna de $60.658 \text{ W}/\text{m}^3$.

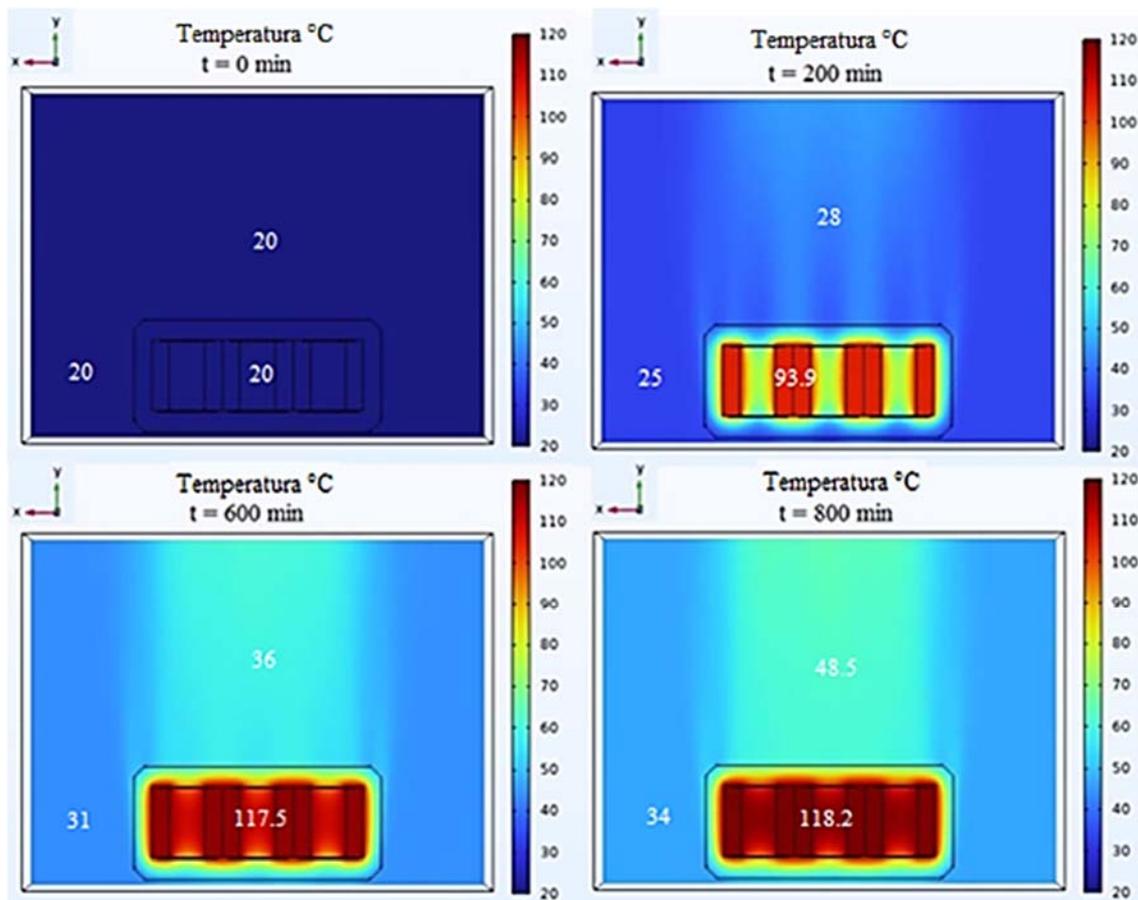
A parcela de radiação foi utilizada no módulo *surface-to-surface* do COMSOL com a emissividade 0,95, obtida experimentalmente e descrito no Capítulo 4. A temperatura inicial foi considerada $20 \text{ }^\circ\text{C}$ em todo domínio.

A evolução temporal dos campos de temperatura na região interna do transformador será mostrada a seguir. Nos campos de temperatura, a cor mais avermelhada representa as mais altas temperaturas, próximas ao centro dos enrolamentos. As temperaturas na região de ferro silício são mais brandas devido às maiores perdas se concentrarem nos enrolamentos.

6.2.1 Resultados numéricos para convecção natural

Na Figura 41 é apresentado o campo de temperatura resultante da simulação para a configuração de carga linear. Percebe-se que as temperaturas mais altas estão mais próximas do enrolamento 2. As perdas elétricas nos enrolamentos são maiores que as perdas no núcleo de ferro-silício e podem ser observadas na Figura. O resfriamento considerado foi a convecção natural. Vale lembrar que o transformador possui classe térmica B, e para temperaturas acima de 130°C a vida útil da isolação fica comprometida. Também é possível observar o maior aquecimento do ar sobre o núcleo do transformador.

Figura 41 - Evolução temporal do campo de temperaturas para carga linear e convecção natural.



Fonte: o próprio autor.

Na Figura 42 é apresentada uma comparação entre resultados numéricos e experimentais. A comparação é feita entre o sensor 111 (Fig. 35) e o sensor T2 (Fig. 31) ambos representando o enrolamento 2 onde foi encontrada a maior temperatura, a Figura também mostra uma comparação com resultados numéricos obtidos por Mafra *et al* (2018), onde não foi utilizado CFD, ou seja, análise térmica da parte sólida do núcleo com convecção e radiação na superfície. A curva residual também pode ser observada (Fig. 43) onde a diferença percentual máxima entre os valores de temperatura foi de 18% em 16 minutos de teste. Essa diferença ocorre devido a simetria do desenho em CAD que resultou em um aquecimento mais uniforme em relação ao transformador real. Quando o teste atinge o estado estacionário, os resíduos caem para 0,5%.

Figura 42 - Comparação entre temperatura numérica e experimental para a condição de carga linear com convecção natural.

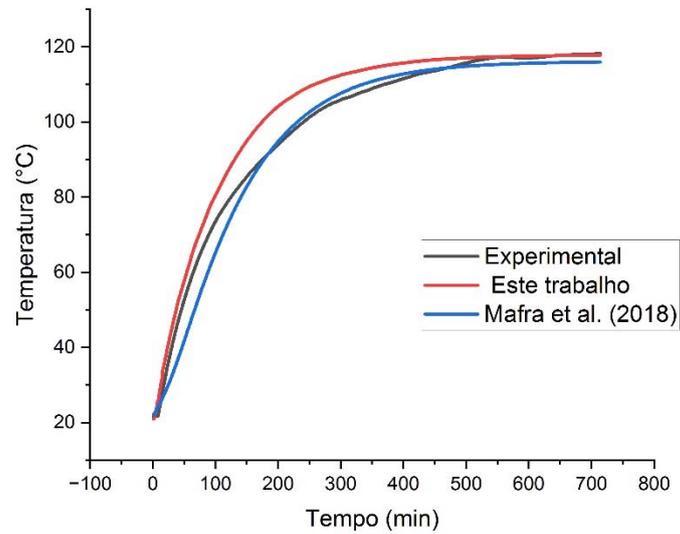
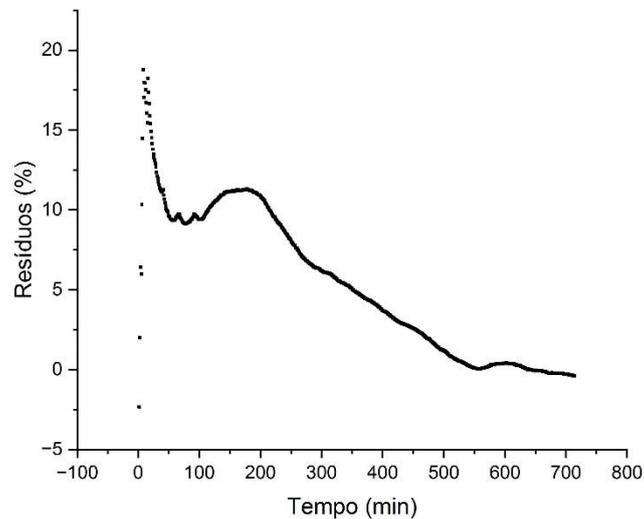
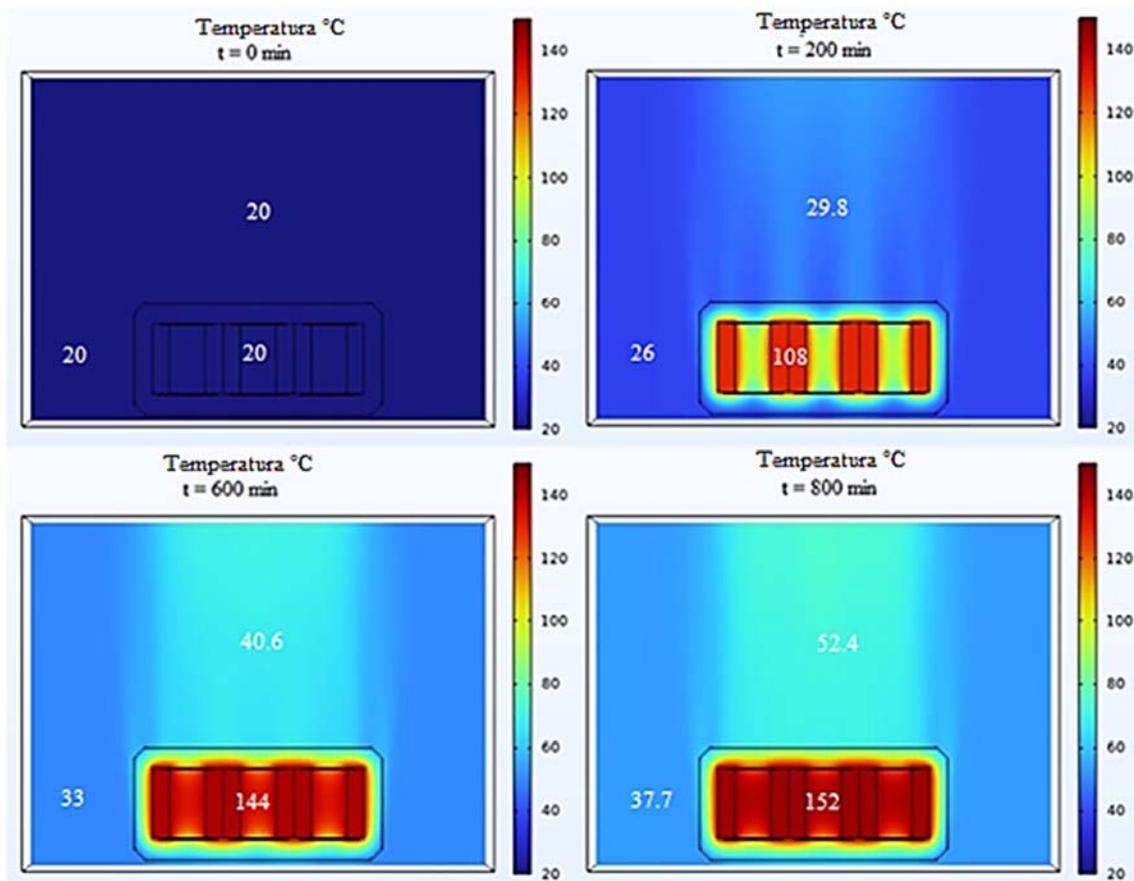


Figura 43 - Percentual dos resíduos na comparação dos valores de temperatura numérica em relação a experimental para carga linear com convecção natural.



Na Figura 44 é mostrado o campo de temperaturas para carga não linear e convecção natural. Pode-se observar que o aquecimento é muito mais expressivo devido à maior geração interna do que o caso linear. O tempo de teste foi reduzido para 573 min apenas para este caso, pois o limite de isolamento de 130°C foi ultrapassado com apenas 340 min de teste e o risco de danificar o equipamento forçou a interrupção do teste.

Figura 44 - Evolução temporal do campo de temperaturas para carga não linear e convecção natural.



Fonte: o próprio autor.

Na Figura 45 é apresentada uma comparação entre os resultados numéricos e experimentais para carga não linear com convecção natural. Neste caso o estado estacionário não foi alcançado devido à interrupção do ensaio experimental para evitar danos ao equipamento. Não foi possível verificar o tempo necessário para o regime permanente no ensaio experimental. Na Figura também é apresentada uma comparação com os resultados numéricos de Mafra *et al.* (2018), e percebe-se que as temperaturas finais são menores que as encontradas experimentalmente, em torno de 135°C. O percentual de resíduos (Fig. 46) foi de aproximadamente 16%, o que representa uma boa aproximação, pois geração interna dificulta a aproximação do sistema físico que possui mais componentes no ambiente interno que modificam a transferência de calor.

Figura 45 - Comparação entre temperatura numérica e experimental para a condição de carga não linear com convecção natural.

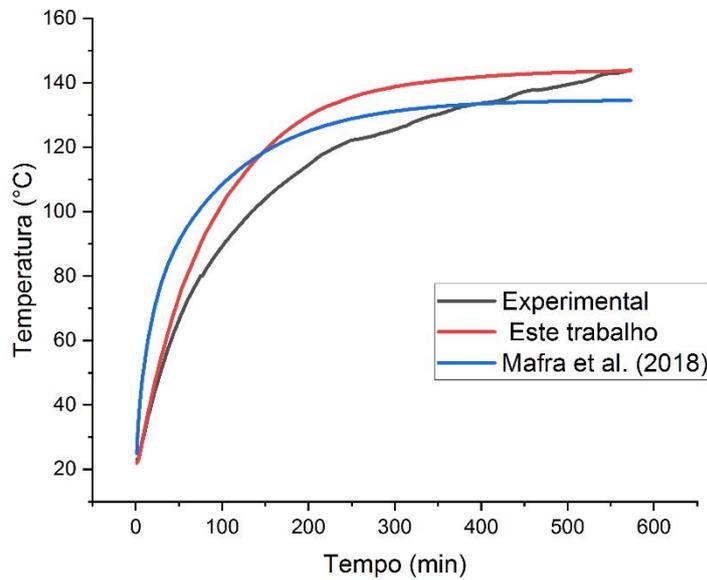
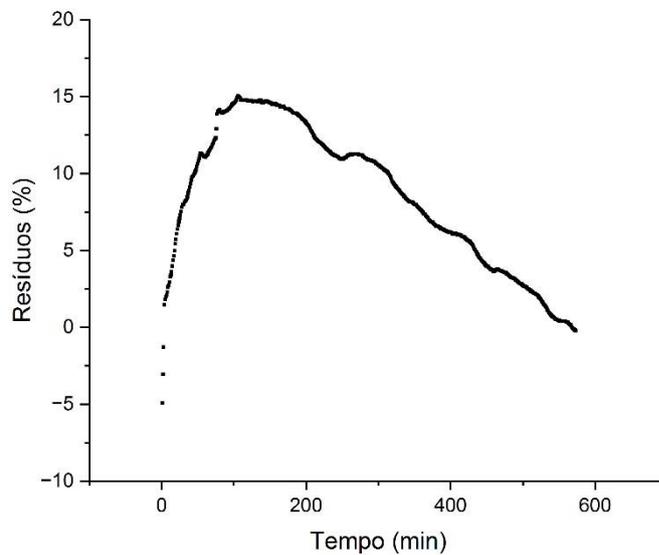


Figura 46 - Percentual dos resíduos na comparação dos valores de temperatura numérica em relação a experimental para carga não linear com convecção natural.



Os testes com carga não linear e convecção natural que obtiveram as maiores temperaturas, e conseqüentemente maior impacto sobre a vida útil do transformador. A posição de comparação é referente ao sensor 118 para as curvas experimentais e para a simulação foi utilizada as mesmas coordenadas em milímetros da posição do sensor.

Na Figura 45, observa-se uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, principalmente após 300 minutos de teste.

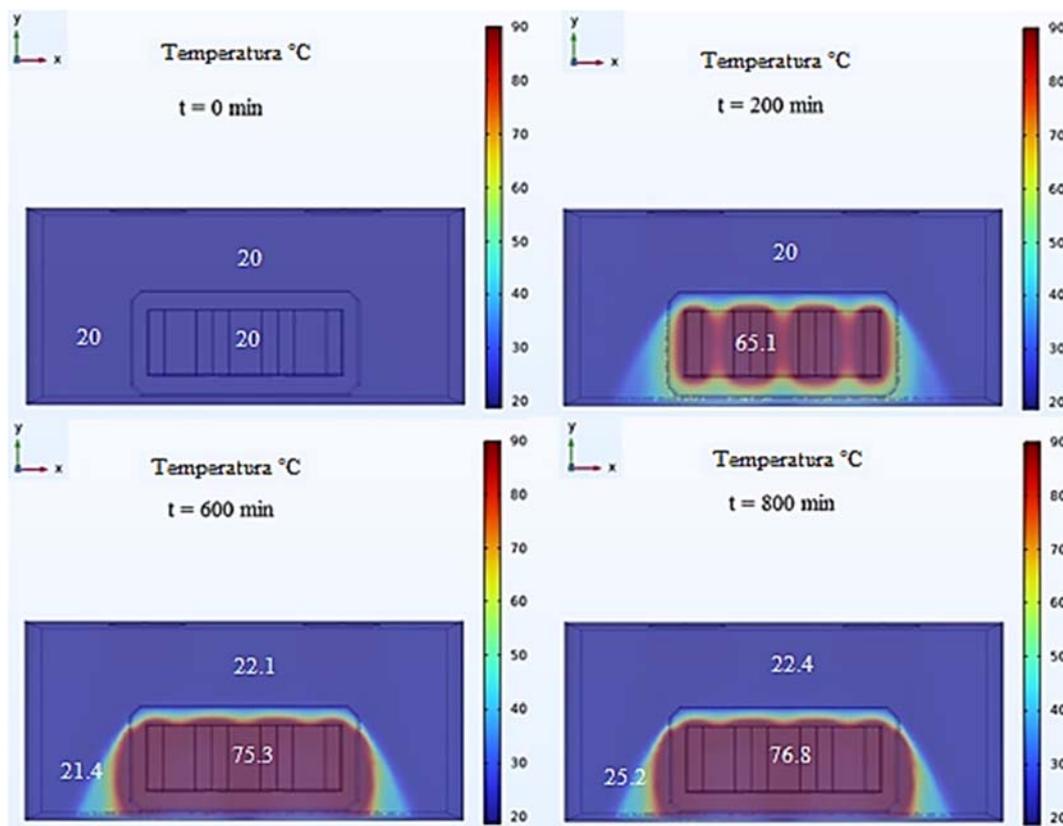
Analisando os resíduos (Fig. 46), observa-se que o pico de diferença encontrados na figura de resíduos ocorreu durante o período transiente, o que sugere que ainda existam adequações de contorno para o aquecimento do núcleo. Levando-se em conta todas as hipóteses simplificadoras do problema e as dificuldades em se fazer a geometria idêntica à real, pode-se dizer que os resultados foram satisfatórios, principalmente quando a temperatura máxima é atingida.

6.2.2 Resultados numéricos para convecção forçada

Os resultados dos testes com convecção forçada mostraram redução na temperatura final do núcleo para ambos os tipos de carga. Vale ressaltar que as temperaturas foram mantidas abaixo do limite de isolamento, o que comprova a eficiência do sistema de ventilação forçada. A partir dos resultados experimentais para a condição de carga linear (Figura 36), pode-se notar que a temperatura máxima de 85,37 °C foi atingida pelo sensor 102 aos 800 minutos de teste e o estado estacionário também foi alcançado após este tempo. A partir dos resultados experimentais para a condição de carga não linear (Figura 38), pode-se observar que a maior temperatura foi atingida pelo sensor 118 com valor de 122,81 °C já em estado estacionário no tempo de 755 minutos. Como as temperaturas não ultrapassaram o limite de isolamento, não foi necessário interromper o teste antes de atingir o estado estacionário, o que comprova o bom funcionamento do resfriamento forçado. Como esperado, a carga não linear produziu temperaturas mais altas. Os valores médios de temperatura para a carga dinâmica capacitiva foram 25% superiores aos da carga linear.

Na Figura 47 é apresentado o resultado da simulação numérica com o campo de temperatura para 4 instantes de tempo: tempo inicial $t = 0$ min, $t = 200$ min, $t = 600$ min e $t = 800$ min. Não foi necessário apresentar o campo de temperatura acima de 800 min pois o estado estacionário já havia sido alcançado. As temperaturas pontuais para cada instante são mostradas também. A cor vermelha corresponde às regiões de maior temperatura que estão localizadas nos enrolamentos. Pode-se ver também que em 200 minutos o escoamento de ar já aquecido nas laterais do núcleo. Como pode ser visto na Figura, a remoção de calor do núcleo por convecção forçada é significativa e manteve a temperatura central abaixo de 90 °C.

Figura 47 - Evolução temporal do campo de temperaturas para carga linear e convecção forçada.



Fonte: o próprio autor.

Esta redução na temperatura do enrolamento central é resultado de um aumento no coeficiente de transferência de calor por convecção, que será mostrado posteriormente, o que também gerou um maior fluxo de calor na superfície do núcleo. Na Figura 48 é apresentada uma comparação entre resultados numéricos e experimentais com carga linear e convecção forçada, além da comparação com o trabalho anterior sem uso de CFD que apresentou temperaturas finais mais elevadas. A curva residual também pode ser observada (Fig. 49) onde a diferença percentual máxima entre os valores de temperatura foi de 21% em $t = 56$ min. Uma maior instabilidade pode ser notada durante o período de aquecimento. Isso se deve às constantes variações nas propriedades do ar durante o período.

Figura 48 - Comparação entre temperatura numérica e experimental para a condição de carga linear com convecção forçada.

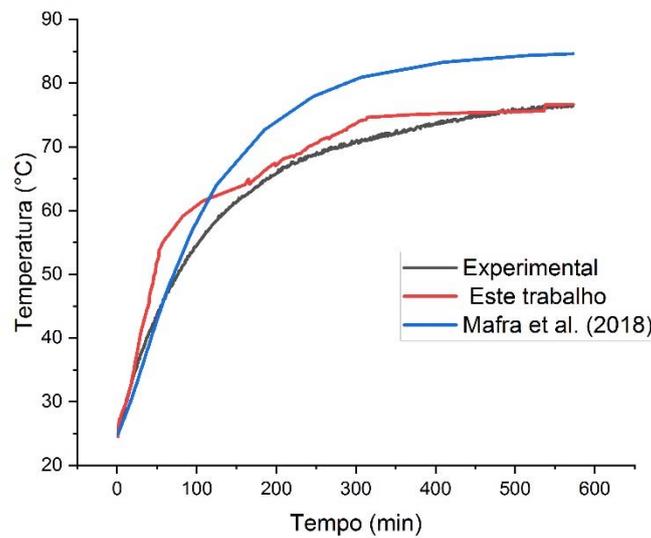
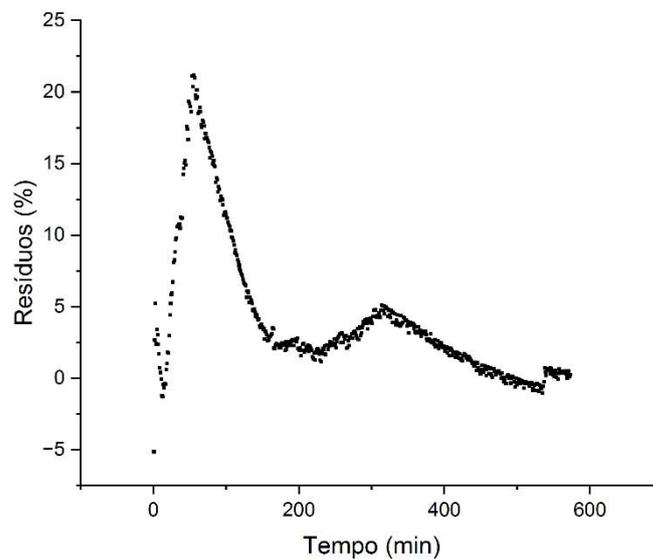
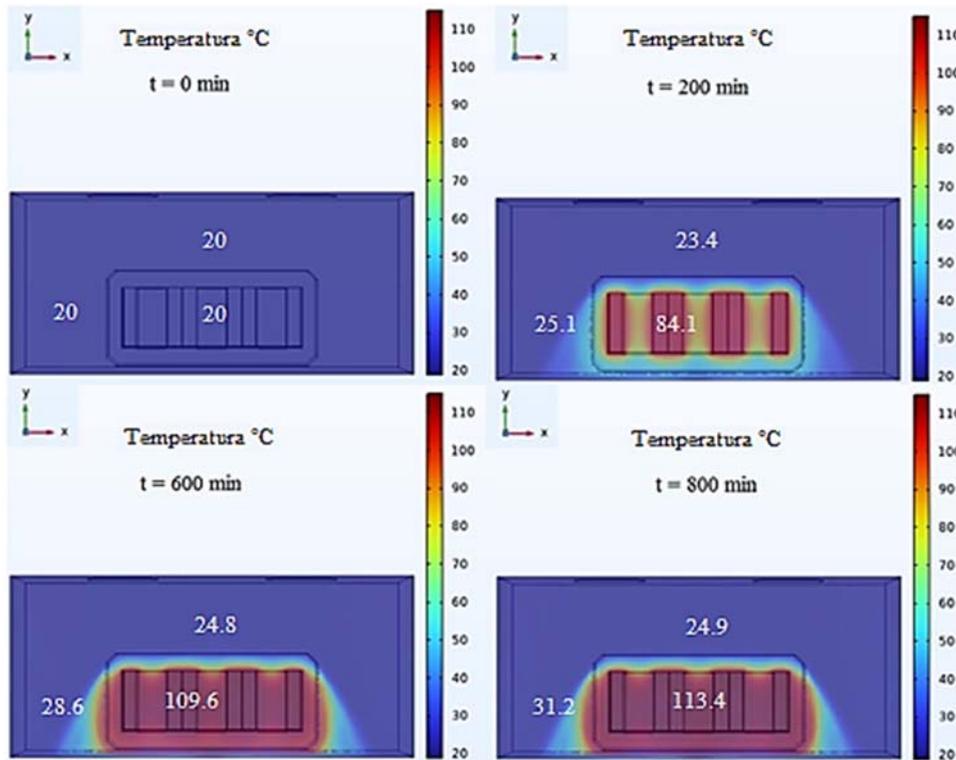


Figura 49 - Percentual dos resíduos na comparação dos valores de temperatura numérica em relação a experimental para carga linear com convecção forçada.



Na Figura 50 é apresentado o campo de temperaturas para a condição de carga linear. Embora a geração interna tenha sido significativa para a convecção natural, neste teste a convecção forçada mostrou-se eficaz em manter a temperatura abaixo de 130°C e garantir a vida útil do equipamento.

Figura 50 - Evolução temporal do campo de temperaturas para carga não linear e convecção forçada.



Fonte: o próprio autor.

Na Figura 51 é apresentada uma comparação entre resultados numéricos e experimentais para o sensor T2 com carga não linear e convecção forçada. A curva residual também pode ser observada (Fig. 52) onde a diferença percentual máxima entre os valores de temperatura foi de 10,25% em $t = 137$ min.

Figura 51 - Comparação entre temperatura numérica e experimental para a condição de carga não linear com convecção forçada.

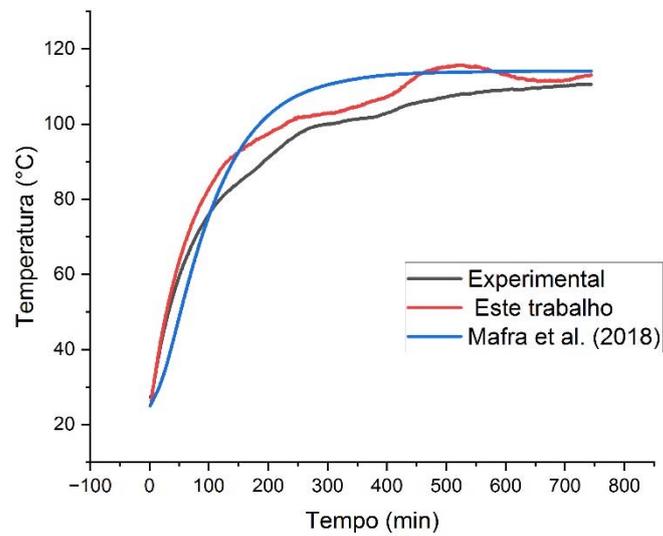
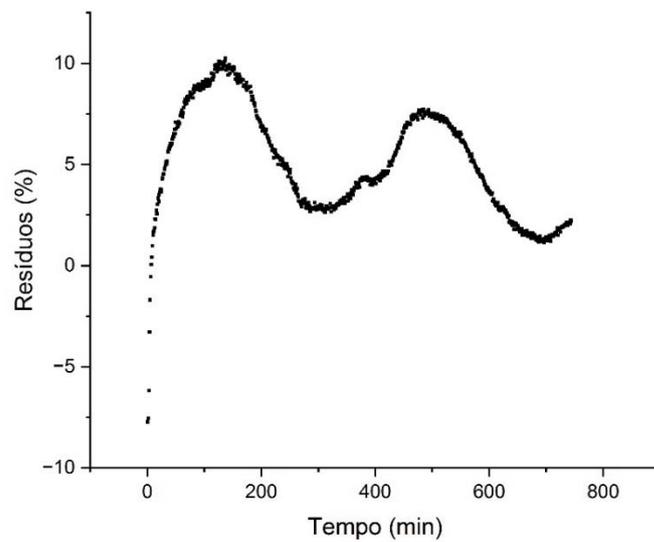


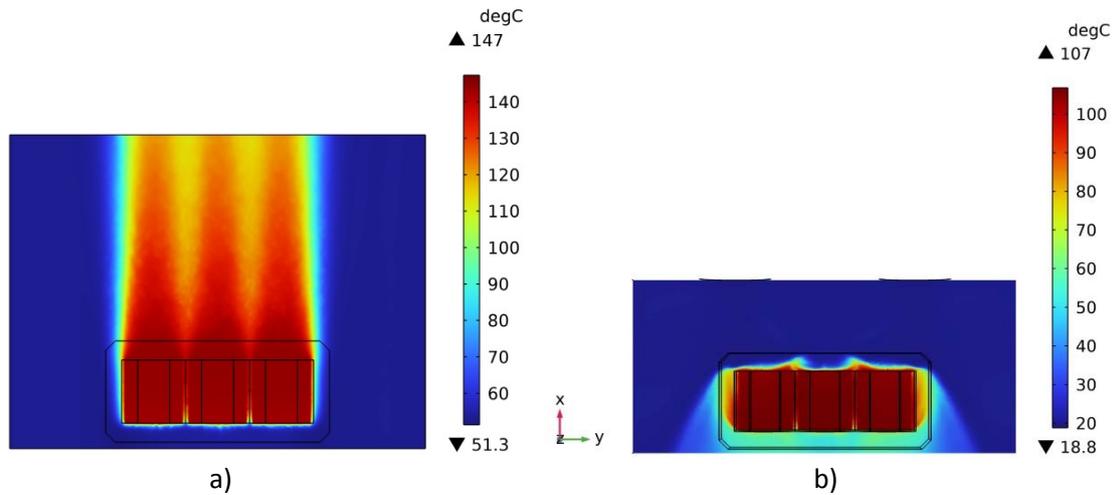
Figura 52 - Percentual dos resíduos na comparação dos valores de temperatura numérica em relação a experimental para carga não linear com convecção forçada.



6.2.3 Comparação entre resultados com convecção forçada e natural

Na Figura 53 é mostrada uma comparação entre os campos de temperatura para carga não linear, percebe-se que a temperatura máxima no núcleo é 147°C com resfriamento por convecção natural e 107°C com convecção forçada o que representa uma redução de 28% na temperatura máxima.

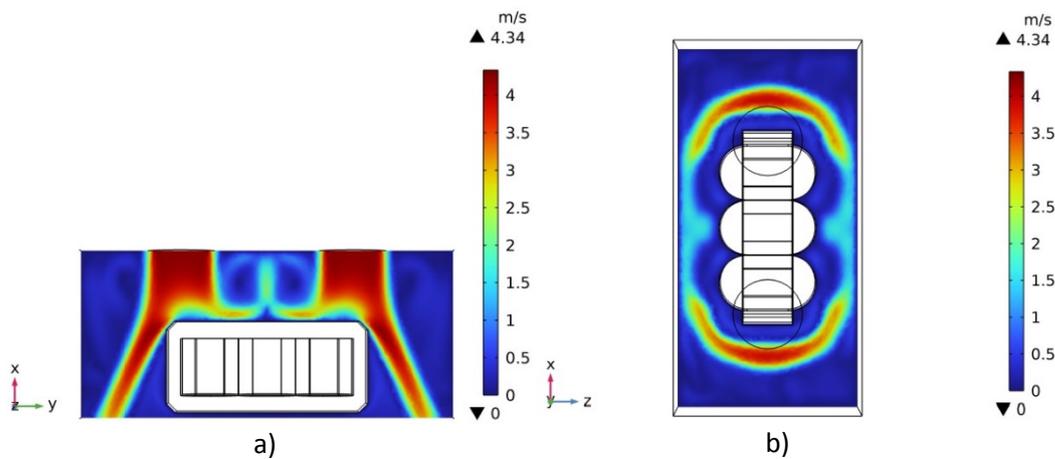
Figura 53 – Comparação entre campo de temperatura: a) convecção natural e b) convecção forçada.



Fonte: o próprio autor.

Na Figura 54 é apresentado o campo de velocidade no fluido para convecção forçada, nota-se os vórtices formados na superfície do núcleo na vista lateral esta região não favorece as trocas térmicas e deve ser evitada, na vista superior é possível observar que o fluido adquire uma temperatura mais elevada ao redor do núcleo, as paredes laterais do tanque reduzem a velocidade do escoamento. O campo de velocidade para convecção natural não foi mostrado devido as velocidades serem muito baixas da ordem de 0,0004 m/s, assim o campo de velocidades não pode ser visualizado.

Figura 54 – Campo de velocidade para convecção forçada: a) vista lateral b) vista superior.

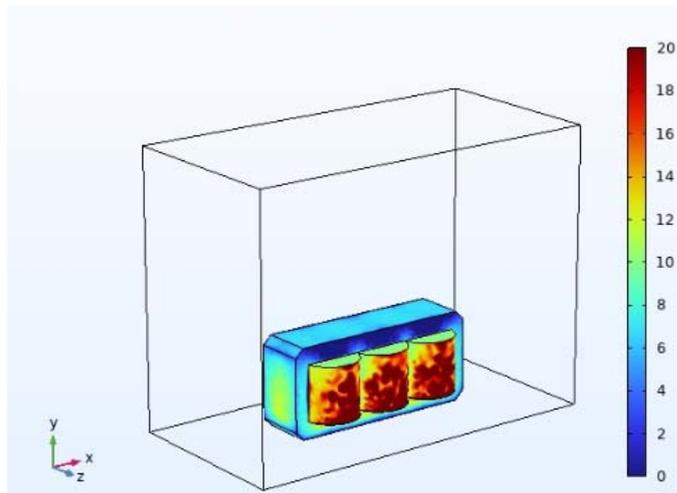


Fonte: o próprio autor.

6.3 Coeficiente de transferência de calor por convecção

Na Figura 55 é mostrada a variação do coeficiente de transferência de calor na superfície do núcleo para convecção natural. O valor médio obtido pela simulação para esta superfície foi de $16,393 \text{ W/m.K}$. Este valor está de acordo com trabalhos anteriores; entretanto, pode-se dizer que apresenta um valor mais preciso ao utilizar o fluxo de calor local na expressão. Em trabalhos anteriores, o coeficiente foi obtido por correlações empíricas que aproximaram a geometria de uma superfície plana ou cilíndrica. Também foi possível através da simulação calcular o fluxo de calor normal à superfície, sendo que seu valor médio na superfície foi de $1306,4 \text{ W/m}^2$ para convecção natural e carga não linear.

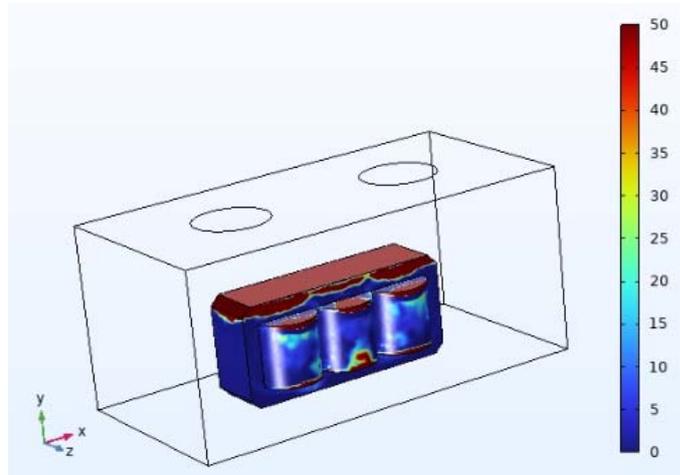
Figura 55 - Variação do coeficiente de transferência de calor local para convecção natural e carga não linear



Fonte: o próprio autor.

Com a convecção forçada, foi obtido um valor médio do coeficiente de transferência de calor de $44,101 \text{ W/m.K}$ (Fig. 56). É possível notar que a convecção forçada aumenta significativamente o valor do coeficiente e também pode ser observado na Figura que as regiões superficiais do núcleo onde o ar colide inicialmente apresentam os maiores valores do coeficiente. O fluxo de calor superficial médio no núcleo para este caso foi de $1582,8 \text{ W/m}^2$, que é 18% maior que o valor da convecção natural.

Figura 56 - Variação do coeficiente de transferência de calor local para convecção forçada e carga não linear

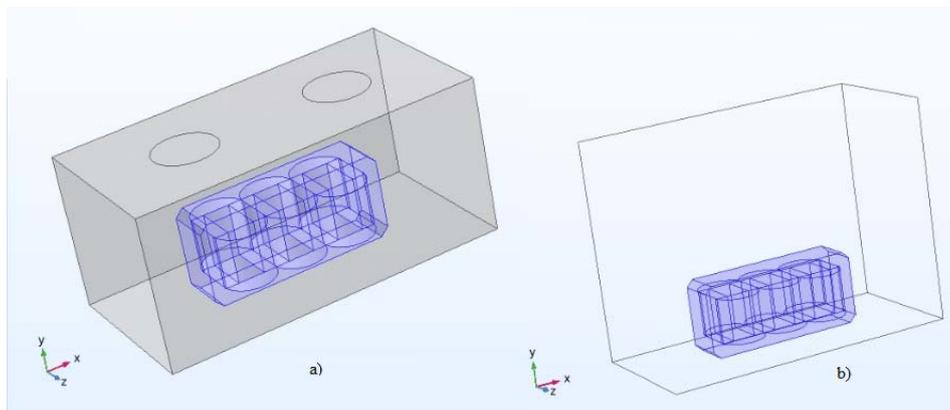


Fonte: o próprio autor.

6.4 Número de Nusselt

Na Figura 57 são apresentadas as áreas selecionadas na geometria do núcleo para determinar o valor do número de Nusselt médio tanto para convecção forçada quanto para convecção natural.

Figura 57 - Superfície selecionada para cálculo do número de Nusselt, a) convecção forçada, b) convecção natural.



Fonte: o próprio autor.

O número de Nusselt calculado numericamente para a condição de carga não linear e convecção livre foi 46,7 e para convecção forçada foi 104,8. Estes valores são coerentes porque para a convecção forçada o fluxo de calor na superfície é maior e isso aumenta os valores do coeficiente de transferência de calor e também do número de Nusselt. As correlações numéricas para convecção forçada e natural utilizadas para comparação foram obtidas em Abdulrahmana *et al.* (2024).

Na tabela 6.1 são mostrados os valores de número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor por convecção obtidos pela correlação empírica e pela simulação, a tabela apresenta os valores para as duas configurações de resfriamento.

Para convecção natural a diferença do número de Nusselt foi da ordem de 25% e para convecção forçada 30% de variação. Estas diferenças correspondem as aproximações correspondentes a correlação onde a geometria foi simplificada para parede plana.

Tabela 6.1 – Comparação entre número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor.

Convecção Natural		
	Número de Nusselt	Coeficiente de transferência de calor h ($W/m^2.K$)
Correlação	20.82	6.83
Numérico	15.8	7.74
Convecção Forçada		
	Número de Nusselt	Coeficiente de transferência de calor h ($W/m^2.K$)
Correlação	148.13	13.74
Numérico	104.95	44.1

Estas correlações apresentam soluções para superfícies planas ou perfeitamente cilíndricas, portanto o cálculo analítico foi uma aproximação em relação ao modelo real e as diferenças encontradas entre os resultados experimentais e numéricos são aceitáveis pois não foi possível obter uma correlação específica na literatura para esta geometria do núcleo do transformador.

7 Conclusões

Este trabalho propôs uma metodologia para determinação do campo de temperatura no interior do tanque de um transformador de 5 kVA, utilizando resultados experimentais obtidos em ensaios de bancada de longa duração. A determinação do comportamento térmico do fluido no interior do tanque foi um grande avanço em relação aos trabalhos anteriores, visando uma melhor aproximação das curvas de aquecimento experimentais. Outro benefício deste trabalho foi a determinação numérica do coeficiente de transferência de calor convectivo e também sua variação local. Também foi possível observar que a convecção forçada proporcionou um fluxo de calor 18% maior quando comparada à convecção natural. Conforme observado, a convecção forçada no interior do tanque mostrou-se eficaz na manutenção da temperatura em níveis seguros para isolamento mesmo nas condições de carga mais severas. Portanto, este estudo obteve resultados muito satisfatórios e forneceu uma alternativa muito útil para a obtenção do comportamento térmico de fluidos no interior de tanques de transformadores. O estudo numérico contribuiu para a obtenção do perfil de temperatura durante a operação do transformador para diferentes situações de carga e resfriamento. O cálculo numérico do número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor foi possível devido ao uso do CFD.

Pode-se concluir também que para a maioria dos casos a simulação do fluido aproximou as temperaturas numéricas das experimentais. O programa COMSOL apresentou um bom desempenho para as simulações e foi decisivo para o bom resultado deste trabalho. Dessa forma, contribui para melhorar o projeto de transformadores de médio e grande porte, que são equipamentos com elevados custos de fabricação e a falha destes pode ocasionar grandes prejuízos financeiros e sociais, portanto precisam ter sua vida útil preservada.

7.1 Propostas para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros é importante propor uma correlação empírica própria para a geometria do transformador pois não foi possível encontrar uma semelhante. O estudo pode ser aplicado futuramente em transformadores resfriados a óleo. Por último, pretende-se também utilizar planejamento de experimentos variando a temperatura de trabalho do transformador, tipos de construção e resfriamento.

8 Referências Bibliográficas

ABDULRAHMANA G. A. Q.; ALHARBI S. M.; **Laminar and Turbulence Forced Heat Transfer Convection Correlations Inside Tubes. A Review**, Interdisciplinary Research Center for Hydrogen Technology and Carbon Management (IRCHTCM), King Fahd University of Petroleum and Minerals, Dhahran 31261, Saudi Arabia. 2024.

ARSHAD, M.; INAYAT, M., H.; CHUGHTAI, I., R.; **Experimental study of natural convection heat transfer from an enclosed assembly of thin vertical cylinders**, Applied Thermal Engineering 31, 20-27, 2011.

BERGMAN T. L.; LAVINE A. S.; INCROPERA F. P.; P. DEWITT D. P.; **Introduction to Heat Transfer**, John Wiley & Sons, Inc., 2011.

BEKGOZ S.; A.; **Thermal Analysis and Cooling Concepts of Three-Phase Medium-Frequency Transformer for Dual Active Bridge DC-DC Converters**, Master Thesis in Energy Engineering – Energy Engineer, 2022.

BILYAZ S.; BHATI A.; HAMALIAN M.; MAYNOR K.; SOORI T.; GATTOZZI A.; PENNEY C.; WEEKS D.; XU Y.; HU L.; ZHU J. Y.; NELSON J. K.; HEBNER R.; BAHADUR V.; **Modeling The Impact of High Thermal Conductivity Paper on The Performance and Life Of Power Transformers** Heliyon 10 e27783, 2024.

BIRD R. B.; STEWART. W. E.; LIGHTFOOT E. N.; **Transport Phenomena**, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1966.

CANO-PLEITE, E.; BARRADO, A.; GARCIA-HERNANDO, N.; OLÍAS, E.; SORIA-VERDUGO, A. **Numerical and Experimental Evaluation and Heat Transfer Characteristics of a Soft Magnetic Transformer Built from Laminated Steel Plates**. Sensors 2021, 21, 7939. <https://doi.org/10.3390/s21237939>

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A., J., **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática**, 4ª ed., AMGH, 2012.

CHERECHES N.; CHERECHES M.; MIRON L.; HUDISTEANU S.; **Numerical Study of Cooling Solutions Inside a Power Transformer**, Sustainable Solutions for Energy and Environment, EENVIRO 2016.

COTAS C.; SANTOS R. J.; GONÇALVES N. D.; QUINTELA M.; COUTO S.; CAMPELO H.; DIAS M. M.; LOPES J. C. B.; **Numerical Study of Transient Flow Dynamics in a Core-Type Transformer Windings**; Electric Power Systems Research 187, 2020.

DEL VECCHIO, R. M.; POULIN, P.; FEGHALI, P. T.; SHAH, D. M.; AHUJA, R.; **Transformer Design Principles**, CRC Press, 2002.

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

DHANAWADE, K., H.; SUNNAPWAR, V., K.; DHANAWADE, H., S.; **Thermal analysis of rectangular fins with different shapes of lateral perforations by forced convection**, Heat Transfer Research, 49,597–616, 2018.

DOU, R.; ZHAO, H.; ZHAO, P.; WENA, Z.; LI, X.; ZHOU, L.; ZHANG, R.; **Numerical model and optimization strategy for the annealing process of 3D coil cores**, Applied Thermal Engineering 178, 115517, 2020.

DURGAM, S.; VENKATESHAN, S., P.; SUNDARARAJAN, T.; **Experimental and numerical investigations on optimal distribution of heat source array under natural and forced convection in a horizontal channel**, International Journal of Thermal Sciences, 115, 125-138, 2017.

DURGAM, S.; VENKATESHAN, S., P.; SUNDARARAJAN, T.; **A novel concept of discrete heat source array with dummy components cooled by forced convection in a vertical channel**, Applied Thermal Engineering 129, 979-994, 2018.

ESENBOGA B.; DEMIRDELEN T.; **Efficiency and Cost Based Multi-optimization and Thermal/Electromagnetic Analyses of 3-Phase Dry-Type Transformer**, IETE Journal of Research, 68:4, 2885-2897, 2020.

GHAREH M.; SEPAHI L; **Thermal Modeling of Dry-Transformers and Estimating Temperature Rise**, World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Electrical and Computer Engineering Vol:2, No:9, 2008.

GARELLI, L.; RÍOS RODRIGUEZ, G.; STORTI, M.; GRANATA, D.; AMADEI, M.; ROSSETTI, M.; **Reduced model for the thermo-fluid dynamic analysis of a power transformer radiator working in ONAF mode**, Applied Thermal Engineering 124, 855–864, 2017.

GOSCINSKI, P.; NADOLNY, Z.; TOMCZEWSKI, A.; NAWROWSKI, R.; BOCZAR, T. **The Influence of Heat Transfer Coefficient of Insulating Liquids on Power Transformer Cooling Systems**. Energies, 16, 2627, 2023.

HAIDA, M.; STEBEL M.; MELKA, B.; LASEK, P.; PALACZ, M.; BODYŚ, J.; STEPIEN, M.; LUKIEWSKI, M.; STRUG, A.; SMOLKA, J.; **Coupled EM–CFD analysis of an electrical three-phase low voltage line reactor equipped with liquid- and air-based cooling systems**. Applied Thermal Engineering, 199, 117564,2021.

HOLMAN, J. P.; **Experimental Methods for Engineers**, 7^a ed., McGraw Hill Book Company, New York, 2001.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 4^a ed. Rio de Janeiro, 1998.

JANIC, Z.; GAVRILOV, N.; ROKETINEC, I. **Influence of Cooling Management to Transformer Efficiency and Ageing**. Energies, 16, 4626, 2023.

LANXIN, N.; JUN, Y.; TANG, K.; **Thermal Network Modeling of High Frequency Insulated Core Transformers**; IEEE Transactions on Applied Superconductivity, vol. 32, no. 6, September 2022.

LUO, C.; LI, C.; WAN, X.; ZHAO, Z. **Convective Heat Transfer Coefficient of Insulation Paper–Oil Contact Surface of Transformer Vertical Oil Channel**. Coatings **2023**, 13, 81.

LUO W.; LI Z.; ZHANG J.; WEI C.; ZHANG X.; **Simulation and Analysis Study on Transient Temperature Rise Process of Dry-type Transformer**, IEEE International Conference on Power Science and Technology, 2023.

MAFRA. R. G.; MAGALHAES E. S.; ANSELMO, B. C. S.; LIMA E SILVA S.; M.; M.; **Winding Hottest-Spot Temperature Analysis in Dry-Type Transformer Using Computer Simulation**; Energies; 2018.

MISHRA, L.; BARANWAL, A., K.; CHHABRA, R., P.; **Laminar forced convection in power-law fluids from two heated cylinders in a square duct**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 113,589-612,2017.

MUNEEB M.; **Modeling of hot-spots in transformer using analytical or numerical methods**, FMH606 Master's Thesis, 2023.

MURALIKRISHNA Y, SATYANARAYANA REDDY SS, SAHU MK, MOHAN JAGADEESH KUMAR M. **A Numerical Study on Effect of Intra and Inter Spaced Winding Configuration on Performance of Oil Forced Transformer Cooling System**, Journal of Power and Energy. 2024;

NOGUEIRA G. C.; MEDEIROS L. H.; OLIVEIRA M. M.; BARTH N. D.; BENDER V. C.; MARCHESAN T. B.; FALCÃO C. E. G.; **Thermal Analysis of Power Transformers with Different Cooling Systems Using Computational Fluid Dynamics**, Journal of Control, Automation and Electrical Systems 33:359–368. 2022.

ORTIZ C.; SKOREK A. W.; LAVOIE M.; BÉNARD P.; **Parallel CFD Analysis of Conjugate Heat Transfer in a Dry-Type Transformer**, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 45, No. 4, 2009.

PIERCE L. W., **Predicting Hottest Spot Temperatures in Ventilated Dry Type Transformer Windings**; IEEE Transactions on Power Delivery, Vol. 9, No. 2, 1994.

POMILIO J. A.; **Qualidade da Energia Elétrica em Ambiente Aeronáutico**, Unicamp, 2013.

RASHIDI, S.; TAMAYOL, A.; VALIPOUR, M., S.; SHOKRI, N.; **Fluid flow and forced convection heat transfer around a solid cylinder wrapped with a porous ring**, International Journal of Heat and Mass Transfer 63, 91–100, 2013.

RIYIA, L.; XIAOQIAN, W.; WEIDONG, X.; XINFENG, J.; ZHIYING, J.; **Experimental and numerical study on forced convection heat transport in eccentric annular channels**, International Journal of Thermal Sciences 136,60–69, 2019.

RÍOS RODRIGUEZ, G.; GARELLI L.; STORTI M.; GRANATA, D.; AMADEI, M.; ROSSETTI, M.; **Numerical and experimental thermo-fluid dynamic analysis of a power transformer working in ONAN mode**, Applied Thermal Engineering, 112, 1271–1280, 2016.

SALERNO E.; LEONFORTE, A.; ANGELI, D.; **Influence of the Thermophysical Model on the CFD Analysis of Oil-Cooled Transformer Windings**, UIT Seminar on Heat Transfer, UIT-HTS, 2020.

SAKET, M., A.; JANDAGHI, B.; MOGHADDAMI, M.; ORAAE H.; **Thermal Lumped Parameter Modeling of a Toroidal Transformer**, Electric Power Engineering & Control Systems, EPECS-72, 24–26, 2011.

SHIVARAND, V.; FAIZ, J.; SAMIMI M., H.; MEHRABI-KERMANI, M.; **Prediction of transformer fault in cooling system using combining advanced thermal model and thermography**, IET Generation, Transmission & Distribution, 15, 1972–1983, 2021.

SILVA, R., G.; **Modelagem térmica de um transformador de potencial capacitivo com uso de CFD**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Pernambuco, 2017.

SUN, Y.; XU, G.; LI, N.; LI, K.; LIANG, Y.; ZHONG, H.; ZHANG, L.; LIU, P. **Hotspot Temperature Prediction of Dry-Type Transformers Based on Particle Filter Optimization with Support Vector Regression**. Symmetry, 13, 1320, 2021.

SUSA D.; LEHTONEN M.; NORDMAN H.; **Dynamic Thermal Modelling of Power Transformers**; IEEE Transactions on Power Delivery, Vol. 20, No. 1, 2005.

TORIN, L., R.; MEDINA, D., O., G.; SOUSA, T.; **Dry-Type Power Transformers Thermal Analysis with Finite Element Method**, International Journal of Advanced Engineering Research and Science (IJAERS), v6, 13, 2019.

TURGAY, M., B.; YAZICIOĞLU, A., G.; **Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a trapezoidal microchannel with COMSOL multiphysics: A case study**, Numerical Heat Transfer, a, v73, n 5, 332–346, 2018.

YONGHUA Y.; KUN S.; ZHENGMING Y.; **Dynamic Heat Dissipation Model of Distributed Parameters for Oil-Directed and Air-Forced Traction Transformers and Its Experimental Validation**. Entropy, 25, 457, 2023.

YOUBO, T.; XIAOLING, Y.; XIAOLIN, W.; QIAN, L.; MIAO, S.; **Interaction analysis and multi-response optimization of transformer winding design parameters**, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2022.

ZENG, S.; KANARGI, B.; LEE, P., S.; **Experimental and numerical investigation of a mini channel forced air heat sink designed by topology optimization**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 121, 663-679, 2018.

Apêndice A – Determinação do Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção e das Taxas de Transferência de Calor por Convecção e Radiação.

Apresenta-se neste Apêndice os cálculos realizados para obtenção dos valores do coeficiente médio de transferência de calor e as taxas de transferência de calor por convecção e radiação.

A-1: Equações de ajuste das propriedades térmicas do ar com base na temperatura ambiente T .

```
> restart;
> T := 357.9770000;
                                     T := 357.9770000
> k := -3·10-8·T2 + 9·10-5·T + 0.0005;
                                     k := 0.02887350402
> μ := -3E-11·T2 + 7E-08·T + 1E-06;
                                     μ := 0.00002221396402
> ν := 1E-10·T2 + 4E-08·T - 4E-06;
                                     ν := 0.00002313383325
> Cp := 0.0004·T2 - 0.226·T + 1035.9;
                                     Cp := 1006.256211
> Pr := 5E-07·T2 - 0.0005·T + 0.8159;
                                     Pr := 0.7009852662
> α := 2E-10·T2 + 4E-08·T - 3E-06;
                                     α := 0.00003694858650
```

A-2: Cálculos do Coeficiente Médio de Transferência de Calor e Taxa de Transferência de Calor por Convecção Natural para a Carga Linear.

```
> restart;
>
> A := 2·3.14·0.05·0.1;
                                     A := 0.03140
> Tinf := 298.93;
                                     Tinf := 298.93
> Ts := 391.2;
                                     Ts := 391.2
> Tf :=  $\frac{Tinf + Ts}{2}$ ;
                                     Tf := 345.0650000
> ν := 1E-10·Ts2 + 4E-08·Ts - 4E-06;
                                     ν := 0.000026951744
```

```

> B := 1/Tf;
                                     B := 0.002898004724
> g := 9.81;
                                     g := 9.81
> LI := 0.1;
                                     LI := 0.1
> Cp := 0.0004 · Ts2 - 0.226 · Ts + 1035.9;
                                     Cp := 1008.703776
> μ := -3E-11 · Ts2 + 7E-08 · Ts + 1E-06;
                                     μ := 0.0000237928768
> k := -3 · 10-8 · Ts2 + 9 · 10-5 · Ts + 0.0005;
                                     k := 0.03111687680
> Pr := Cp · μ / k;
                                     Pr := 0.7712844970
> GrL := (g · B · (Ts - Tinf) · LI3) / ν2;
                                     GrL := 3.611227685 106
> RaL := GrL · Pr;
                                     RaL := 2.785283929 106
> NusseltL := ( (0.825 + 0.387 · RaL1/6) / (1 + (0.492/Pr)16/9) )2;
                                     NusseltL := 20.86275692
> hL := k · NusseltL / LI
                                     hL := 6.491838368
> q := hL · A · (Ts - Tinf);
                                     q := 18.80866049
> qtotal := 3 · q;
                                     qtotal := 56.42598147

```

A-3: Cálculos do \bar{h}_f e Taxa de Transferência de Calor por Convecção Forçada para a Carga Linear

```

> restart;
> A := 0.35 · 0.09 + 3 · (3.14 · 0.042);
                                     A := 0.046572
> L := 0.35;
                                     L := 0.35

```

> $r := 0.4;$ $r := 0.4$

> $As := 3.14 \cdot r^2;$ $As := 0.5024$

> $Ds := 0.2;$ $Ds := 0.2$

> $H := 0.26;$ $H := 0.26$

> $Ar := \frac{Ds^2}{4 \cdot r^2};$ $Ar := 0.06250000000$

> $Vs := 4.2;$ $Vs := 4.2$

> $Ps := 2 \cdot 3.14 \cdot r;$ $Ps := 2.512$

> $Dh := \frac{4 \cdot As}{Ps};$ $Dh := 0.8000000000$

> $Tinf := 28.29 + 273;$ $Tinf := 301.29$

> $Ts := 92.43 + 273;$ $Ts := 365.43$

> $Tf := \frac{Tinf + Ts}{2};$ $Tf := 333.3600000$

> $G := 2 \cdot Ar^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{1 - 2.2 \cdot Ar^{\frac{1}{2}}}{1 + 0.2 \cdot \left(\frac{H}{Ds} - 6 \right) \cdot Ar^{\frac{1}{2}}} \right);$ $G := 0.2941176470$

> $v := 0.00002397110849;$ $v := 0.00002397110849$

>

>

> $Rey := \frac{Vs \cdot Ds}{v};$ $Rey := 35042.18423$

> $Cp := 1006.728454;$ $Cp := 1006.728454$

> $\mu := 0.00002257392745;$ $\mu := 0.00002257392745$

> $k := 0.02938252745;$ $k := 0.02938252745$

> $Pr := \frac{Cp \cdot \mu}{k};$

```

Pr := 0.7734465702
>  $\frac{H}{Dh}$ ;
0.3250000000
>
>  $Nuf := Pr^{0.42} \cdot G \cdot \left( 2 \cdot Rey^{\frac{1}{2}} \cdot (1 + 0.005 \cdot Rey^{0.55})^{\frac{1}{2}} \right)$ 
N := 158.7624041
>  $hf := \frac{k \cdot Nuf}{L}$ 
h := 13.32811627
>  $qconv := hf \cdot A \cdot (Ts - Tinf)$ 
qconv := 39.81279036

```

A-4: Cálculos do \bar{h}_L e Taxa de Transferência de Calor por Convecção Natural para a Carga Não Linear.

```

> restart;
>
> A := 2·3.14·0.05·0.1;
A := 0.03140
> Tinf := 298.29;
Tinf := 298.29
> Ts := 417.02;
Ts := 417.02
> Tf :=  $\frac{Tinf + Ts}{2}$ ;
Tf := 357.6550000
> v := 1E-10·Ts2 + 4E-08·Ts - 4E-06;
v := 0.00003007136804
> B :=  $\frac{1}{Tf}$ ;
B := 0.002795990550
> g := 9.81;
g := 9.81
> LI := 0.1;
LI := 0.1
> Cp := 0.0004·Ts2 - 0.226·Ts + 1035.9;
Cp := 1011.215752
> μ := -3E-11·Ts2 + 7E-08·Ts + 1E-06;
μ := 0.00002497422959
> k := -3·10-8·Ts2 + 9·10-5·Ts + 0.0005;
k := 0.03281462959

```

$$\begin{aligned}
> Pr &:= \frac{C_p \cdot \mu}{k}; & Pr &:= 0.7696059555 \\
> GrL &:= \frac{g \cdot B \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot L^3}{\nu^2}; & GrL &:= 3.601295867 \cdot 10^6 \\
> RaL &:= GrL \cdot Pr; & RaL &:= 2.771578747 \cdot 10^6 \\
> NusseltL &:= \left(\frac{0.825 + 0.387 \cdot RaL^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2; & NusseltL &:= 20.82708678 \\
> hL &:= \frac{k \cdot NusseltL}{L}; & hL &:= 6.834331381 \\
> q &:= hL \cdot A \cdot (T_s - T_{inf}); & q &:= 25.47922118 \\
> q_{total} &:= 3 \cdot q; & q_{total} &:= 76.43766354
\end{aligned}$$

A-5: Cálculo do \bar{h}_f e da Taxa de Transferência de Calor por Convecção Forçada para a Carga Não Linear.

$$\begin{aligned}
> restart; \\
> A &:= 0.35 \cdot 0.09 + 3 \cdot (3.14 \cdot 0.04^2); & A &:= 0.046572 \\
> L &:= 0.35; & L &:= 0.35 \\
> r &:= 0.4; & r &:= 0.4 \\
> A_s &:= 3.14 \cdot r^2; & A_s &:= 0.5024 \\
> D_s &:= 0.2; & D_s &:= 0.2 \\
> H &:= 0.26; & H &:= 0.26 \\
> Ar &:= \frac{D_s^2}{4 \cdot r^2}; & Ar &:= 0.0625000000 \\
> V_s &:= 4.2;
\end{aligned}$$

$V_s := 4.2$
 $P_s := 2 \cdot 3.14 \cdot r$
 $P_s := 2.512$
 $Dh := \frac{4 \cdot A_s}{P_s}$
 $Dh := 0.8000000000$
 $T_{inf} := 28.29 + 273$
 $T_{inf} := 301.29$
 $T_s := 113.01 + 273$
 $T_s := 386.01$
 $T_f := \frac{T_{inf} + T_s}{2}$
 $T_f := 343.6500000$
 $G := 2 \cdot Ar^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{1 - 2.2 \cdot Ar^{\frac{1}{2}}}{1 + 0.2 \cdot \left(\frac{H}{D_s} - 6 \right) \cdot Ar^{\frac{1}{2}}} \right)$
 $G := 0.2941176470$
 $v := 0.00002634077201$
 $v := 0.00002634077201$
 $Rey := \frac{V_s \cdot D_s}{v}$
 $Rey := 31889.72592$
 $C_p := 1008.263228$
 $C_p := 1008.263228$
 $\mu := 0.00002355058840$
 $\mu := 0.00002355058840$
 $k := 0.03077078840$
 $k := 0.03077078840$
 $Pr := \frac{C_p \cdot \mu}{k}$
 $Pr := 0.7716796844$
 $\frac{H}{Dh}$
 0.3250000000
 $Nuf := Pr^{0.42} \cdot G \cdot \left(2 \cdot Rey^{\frac{1}{2}} \cdot \left(1 + 0.005 \cdot Rey^{0.55} \right)^{\frac{1}{2}} \right)$
 $N := 148.9484711$
 $hf := \frac{k \cdot Nuf}{L}$
 $h := 13.09503396$
 $q_{conv} := hf \cdot A \cdot (T_s - T_{inf})$
 $q_{conv} := 51.66750200$

A-6: Cálculo da Taxa de Transferência de Calor Perdida por Radiação nos Enrolamentos para Carga Linear com Convecção Natural

```
> restart;
> ε := 0.90;
                                     ε := 0.90
> A := 3.14·0.042 + 2·3.14·0.04·0.1;
                                     A := 0.030144
> σ := 5.670·10-8;
                                     σ := 5.670000000 10-8
> Ts := 83.58 + 273;
                                     Ts := 356.58
> Tinf := 298.929;
                                     Tinf := 298.929
> hr :=  $\frac{\epsilon \cdot \sigma \cdot (Ts^4 - Tinf^4)}{(Ts - Tinf)}$ ;
                                     hr := 7.242322527
>
> qr := hr·A·(Ts - Tinf);
                                     qr := 12.58593799
> qrtotal := 3·qr;
                                     qrtotal := 37.75781397
```

A-7: Cálculo da Taxa de Transferência de Calor Perdida por Radiação nos Enrolamentos para Carga Linear com Convecção Forçada.

```
> restart;
> ε := 0.90;
                                     ε := 0.90
> A := 3.14·0.042 + 2·3.14·0.04·0.1;
                                     A := 0.030144
> σ := 5.670·10-8;
                                     σ := 5.670000000 10-8
> Ts := 56.089 + 273;
                                     Ts := 329.089
> Tinf := 27.085 + 273;
                                     Tinf := 300.085
```

```

> hr :=  $\frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot (Ts^4 - Tinf^4)}{(Ts - Tinf)}$ ;
                                                    hr := 6.368392246
>
> qr := hr · A · (Ts - Tinf);
                                                    qr := 5.567863536
> qrtotal := 3 · qr;
                                                    qrtotal := 16.70359061

```

A-8: Cálculo da Taxa de Transferência de Calor Perdida por Radiação nos Enrolamentos para Carga Não Linear com Convecção Natural

```

> restart;
> ε := 0.90;
                                                    ε := 0.90
> A := 3.14 · 0.042 + 2 · 3.14 · 0.04 · 0.1;
                                                    A := 0.030144
> σ := 5.670 · 10-8;
                                                    σ := 5.670000000 10-8
> Ts := 91.036 + 273;
                                                    Ts := 364.036
> Tinf := 26.121 + 273;
                                                    Tinf := 299.121
> hr :=  $\frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot (Ts^4 - Tinf^4)}{(Ts - Tinf)}$ ;
                                                    hr := 7.512530671
>
> qr := hr · A · (Ts - Tinf);
                                                    qr := 14.70050319
> qrtotal := 3 · qr;
                                                    qrtotal := 44.10150957

```

A-9: Cálculo da Taxa de Transferência de Calor Perdida por Radiação nos Enrolamentos para Carga Linear com Convecção Forçada.

```

> restart;
> ε := 0.90;
                                                    ε := 0.90
> A := 3.14 · 0.042 + 2 · 3.14 · 0.04 · 0.1;
                                                    A := 0.030144
> σ := 5.670 · 10-8;
                                                    σ := 5.670000000 10-8

```

```
> Ts := 63.794 + 273;
Ts := 336.794
> Tinf := 26.646 + 273;
Tinf := 299.646
> hr :=  $\frac{\epsilon \cdot \sigma \cdot (Ts^4 - Tinf^4)}{(Ts - Tinf)}$ ;
hr := 6.600016870
>
> qr := hr · A · (Ts - Tinf);
qr := 7.390628349
> qrtotal := 3 · qr;
qrtotal := 22.17188505
```