



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Bruno Viscardi Sant' Ana

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO RESFRIAMENTO DIRETO COMO SOLUÇÃO PARA
CONTROLE TÉRMICO DE GERADORES ELÉTRICOS PARA TURBINAS EÓLICAS
*OFFSHORE***

Florianópolis
2023

Bruno Viscardi Sant' Ana

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO RESFRIAMENTO DIRETO COMO SOLUÇÃO PARA
CONTROLE TÉRMICO DE GERADORES ELÉTRICOS PARA TURBINAS EÓLICAS
*OFFSHORE***

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

Orientador: Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.

Coorientador: Marcos Vinício Oro, Dr. Eng.

Florianópolis

2023

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

Sant' Ana, Bruno Viscardi

Avaliação Numérica do Resfriamento Direto como Solução
para Controle Térmico de Geradores Elétricos para
Turbinas Eólicas Offshore / Bruno Viscardi Sant' Ana ;
orientador, Edson Bazzo, coorientador, Marcos Vinício
Oro, 2023.

89 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Energia eólica. 3. Gerador
síncrono por ímãs permanentes. 4. Controle térmico de
máquinas elétricas. 5. Arrefecimento a água. I. Bazzo,
Edson . II. Oro, Marcos Vinício . III. Universidade Federal
de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. IV. Título.

Bruno Viscardi Sant' Ana

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO RESFRIAMENTO DIRETO COMO SOLUÇÃO PARA
CONTROLE TÉRMICO DE GERADORES ELÉTRICOS PARA TURBINAS EÓLICAS
*OFFSHORE***

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca
examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Telles Brunelli Lazzarin, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi
julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Coordenação do Programa de
Pós-Graduação

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.
Orientador

Florianópolis, 2023.

Aos atos de Eva,
aos presentes de José;
E ao tempo de qualidade de Byanca (*in memorian*).

*Na ciência,
alguém tenta contar aos outros,
de modo que seja compreendido por todos,
algo que ninguém sabia até então.
Na poesia, é o exato oposto.
(Paul Dirac)*

RESUMO

A tarefa de descarbonizar a estrutura da econômica global envolve a transição da produção da energia por meios mais limpos. Nesse cenário, o setor de energia eólica *offshore* se destaca como um dos principais responsáveis para essa transformação. O ambiente marítimo oferece diversas vantagens que permite o desenvolvimento de projetos de turbinas eólicas de grande porte. No entanto, maior porte de geradores elétricos, constituintes dessas turbinas, resulta em maiores perdas térmicas e aumento da temperatura interna nessas máquinas, podendo acarretar na diminuição da vida útil do isolamento elétrico, desmagnetização dos ímãs permanentes e falhas por estresse térmico. Dessa forma, esse trabalho tem como objetivo propor um sistema de resfriamento direto por bombeamento de água para um gerador síncrono de ímãs permanentes com tecnologia *direct-drive* (DD-PMSG) de 10 MW. Esse sistema conta com a disposição de serpentinas com três diferentes números de passes e variadas vazões mássicas, a fim de comparação. A avaliação é realizada por experimentações numéricas em regime permanente no *software* Ansys Fluent, onde os termos fontes da equação da energia (perdas nos diferentes domínios do gerador) foram obtidos por modelos analíticos da literatura. Os resultados evidenciam que o sistema proposto é eficaz para a remoção da carga térmica indesejada. Mesmo diante das perdas manifestadas de cerca de 870 kW, o campo de temperatura foi mantido abaixo dos limites térmicos. Observou-se que o aumento da vazão resultou em temperaturas mais baixas no gerador, embora tenha promovido maior perda de carga ao sistema de bombeamento. Além disso, menores números de passes das serpentinas de resfriamento demonstraram ser mais favoráveis. A eficiência global do sistema permaneceu acima de 89% em todos os casos estudados, conferindo à estratégia de resfriamento adotada uma abordagem viável para aplicação em geradores de grande porte.

Palavras-chave: Energia eólica. Gerador síncrono por ímãs permanentes. Controle térmico de máquinas elétricas. Arrefecimento a água.

ABSTRACT

The task of decarbonizing the global economy involves transitioning to cleaner energy production methods. In this scenario, the offshore wind energy sector emerges as one of the key drivers for this transformation. The marine environment offers several advantages that enable the development of large-scale wind turbine projects. However, larger electrical generators used in these turbines result in higher thermal losses and increased internal temperatures, which can lead to reduced insulation lifespan, demagnetization of permanent magnets, and thermal stress failures. Therefore, the objective of this work is to propose a direct water pumping cooling system for a 10 MW direct-drive permanent magnet synchronous generator (DD-PMSG). This system includes coils with three different numbers of passes and varied mass flow rates. The evaluation is conducted through numerical experiments in steady-state using Ansys Fluent software, where the source terms of the energy equation (losses in different domains of the generator) were obtained from analytical models in the literature. The results demonstrate the effectiveness of the proposed system in mitigating unwanted thermal loads. Even in the presence of thermal losses of approximately 870 kW, the temperature field remained below the thermal limits. It was observed that increasing the flow rate resulted in lower temperatures in the generator, although it led to a higher pressure drop in the pumping system. Furthermore, fewer passes in the cooling coils proved to be more advantageous. The overall system efficiency remained above 89% in all studied cases, confirming the viability of the adopted cooling strategy for large-scale generator applications.

Keywords: Wind energy. Permanent magnets synchronous generator. Electrical machines thermal management. Water-cooled.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Configuração esquemática de uma turbina eólica conectada à rede.	19
Figura 2 – Representação de uma máquina elétrica com ímãs permanentes de pequeno porte. a) vista axial em perspectiva b) vista em corte transversal.	21
Figura 3 – Exemplo de configuração de um WECS de velocidade variável (0-100%).	23
Figura 4 – Exemplo da distribuição de perdas em um motor de indução de dois polos de 4 kW.	24
Figura 5 – Composição heterogênea de materiais. a) Empilhamento de laminações no estator. b) Composição do enrolamento.	30
Figura 6 – Principais regiões onde ocorre a troca de calor por convecção em uma máquina elétrica.	31
Figura 7 – Escoamento de Taylor-Couette em cilindros concêntricos lisos. a) Vórtices de Taylor ($Ta > Ta_c$). b) Vórtices de Taylor ondulados ($Ta/Ta_c > 1,2$).	32
Figura 8 – Escoamento de Taylor-Couette em cilindros concêntricos com reentrâncias. a) Vetores de velocidade. b) Distribuição do número de Nusselt médio.	33
Figura 9 – Tecnologia de enrolamento <i>hairpin winding</i>	34
Figura 10 – Motor elétrico sob resfriamento por tubos de calor e camisa de resfriamento. Vistas a) Com e b) Sem encapsulamento no final do enrolamento.	35
Figura 11 – a) Princípio de funcionamento de tubos de calor e b) aplicação em uma máquina elétrica.	35
Figura 12 – a) Máquina elétrica totalmente fechada (hermética) e b) aberta.	36
Figura 13 – Potência de ventilação como função da potência nominal. Para um gerador de 4 MW a potência de ventilação necessária é 50 kW.	38
Figura 14 – Arranjo de resfriamento por bombeamento de líquido de forma a) indireta e b) direta.	39
Figura 15 – Vista frontal do PMSG de estudo. Modelo CAD.	41
Figura 16 – a) Disposição das serpentinas no gerador e b) circuito de transferência de calor do sistema.	42
Figura 17 – Representação da Malha 2 nas geometrias selecionadas. Porções de a) 3/960 e b) 2/960 do gerador completo.	45
Figura 18 – Localização das condições de contorno aplicadas no modelo.	49
Figura 19 – Interfaces de entrada e saída do domínio fluido e arranjo dos passes de resfriamento.	51

Figura 20 – a) Pontos de vazões mássicas totais para resfriamento do gerador. b) Superfície de eficiência global.	52
Figura 21 – Representação da Malha 2 nas geometrias do entreferro.	55
Figura 22 – Localização das condições de contorno aplicadas no entreferro. . .	56
Figura 23 – a) Linhas de corrente e b) distribuição de temperaturas sob efeito dos Vórtices de Taylor. Plano de corte axial.	58
Figura 24 – Linhas de corrente do fluido e distribuição de temperaturas. Plano de corte transversal.	58
Figura 25 – Comparação entre números de Nusselt obtidos e resultados experi- mentais da literatura.	60
Figura 26 – Temperaturas médias e máximas para cada domínio do gerador pe- rante 1 passe da serpentina de resfriamento.	62
Figura 27 – Temperaturas médias e máximas para cada domínio do gerador pe- rante 2 passes da serpentina de resfriamento.	62
Figura 28 – Temperaturas médias e máximas para cada domínio do gerador pe- rante 3 passes da serpentina de resfriamento.	63
Figura 29 – Campo de temperatura nos limites axiais do domínio, entrada e saída das serpentinas de resfriamento. Vazão de 18,184 kg/s.	65
Figura 30 – Distribuição de temperatura axial (vazão total de 18,184 kg/s). . . .	66
Figura 31 – GCI para a temperatura média em cada domínio do gerador.	67
Figura 32 – Proporção entre as perdas térmicas do gerador como função da vazão do fluido de resfriamento.	68
Figura 33 – Calor absorvido e coeficiente de transferência de calor nas serpen- tinas de resfriamento direto.	70
Figura 34 – Eficiência térmica e eficiência global manifestada no gerador sob influência da estratégia de resfriamento.	71
Figura 35 – Queda de pressão no trocador de calor do sistema de resfriamento como função da vazão de trabalho.	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Designação da classe térmica de um material isolante elétrico. . . .	28
Tabela 2 – Parâmetros de entrada para a condição nominal.	40
Tabela 3 – Parâmetros geométricos do gerador.	41
Tabela 4 – Malhas computacionais e fatores de refinamento nos domínios do gerador.	46
Tabela 5 – Propriedades dos materiais utilizados no modelo.	47
Tabela 6 – Magnitude da taxa de geração de calor nos domínios do gerador. .	50
Tabela 7 – Vazões do líquido de resfriamento no gerador.	51
Tabela 8 – Malhas computacionais e fatores de refinamento nos domínios do entreferro.	54
Tabela 9 – Propriedades do ar a 100 °C utilizadas na avaliação fluidodinâmica do entreferro. Pr=0,7.	55
Tabela 10 – Fluxo de calor médio nas superfícies do entreferro.	59
Tabela 11 – Resultado das estimativas de queda de pressão nas serpentinas de resfriamento e a potência de bombeamento para os casos estudados.	73

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
DFIG	<i>Doubly-Fed Induction Generator</i>
GCI	<i>Grid Convergence Index</i>
PMSG	<i>Permanent Magnet Synchronous Generator</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SCIG	<i>Squirrel-Cage Induction Generator</i>
UDF	<i>User Defined Function</i>
WECS	<i>Wind Energy Conversion System</i>
WRSG	<i>Wound Rotor Synchronous Generator</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Ta	Número de Taylor
Ta_c	Número de Taylor crítico
Pr	Número de Prandtl
P_{Cu}	Perda resistiva no cobre, [W]
V_{Cu}	Volume de cobre, [m ³]
J_s	Densidade de corrente RMS, [A/m ²]
ρ_{Cu}	Resistividade elétrica do cobre, [$\Omega \cdot m$]
T_{Cu}	Temperatura do cobre, [°C]
$\rho_{20^\circ C}$	Resistividade elétrica à 20 °C, [$\Omega \cdot m$]
γ	Coeficiente de temperatura da resistividade elétrica, [1/°C]
P_H	Perda por histerese, [W]
P_F	Perda por correntes parasitas, [W]
ρ_H	Perda específica por histerese, [W/kg]
ρ_F	Perda específica por correntes parasitas, [W/kg]
f	Frequência elétrica, [Hz]
f_{ref}	Frequência elétrica de referência, [Hz]
\hat{B}	Fluxo magnético, [T]
\hat{B}_{ref}	Fluxo magnético de referência, [T]
m_{Fe}	Massa de ferro, [kg]
$k_{H,c}$	Constante empírica de histerese na coroa do estator
$k_{F,c}$	Constante empírica de corrente parasita na coroa do estator
$k_{H,d}$	Constante empírica de histerese no dente do estator
$k_{F,d}$	Constante empírica de corrente parasita no dente do estator
P_m	Perda no ímã, [W]
p	Número de pares de polos ou pressão estática, [Pa]
ρ_m	Densidade de perda por corrente parasita superficial do ímã, [W/m ²]
b_m	Largura do ímã, [m]
L_m	Comprimento do ímã, [m]
P_μ	Perda por atrito, [W]
P_N	Potência mecânica, [W]
P_{ad}	Perdas adicionais, [W]
P_{Fe}	Perdas no ferro, [W]
$P_{perda,t}$	Perdas totais, [W]
$P_{e,N}$	Potência elétrica nominal, [W]
η_N	Eficiência em condições nominais
$P_{mec,N}$	Potência mecânica nominal, [W]
T_{iso}	Temperatura do isolante elétrico, [°C]

n	Rotação, [rpm]
D_h	Diâmetro hidráulico, [m]
ν	Viscosidade cinemática, [m ² /s]
k	Condutividade térmica, [W/(m·K)]
δ	Espessura do entreferro, [m]
κ	Energia cinética turbulenta, [m ² /s ²]
ε	Dissipação da energia cinética turbulenta, [m ² /s ³]
u	Componente da velocidade na direção x, [m/s]
v	Componente da velocidade na direção y, [m/s]
w	Componente da velocidade na direção z, [m/s]
T	Temperatura, [°C]
ρ	Massa específica, [kg/m ³]
c_p	Calor específico, [J/(kg·K)]
μ	Viscosidade dinâmica, [kg/m.s]
k^{eq}	Condutividade térmica equivalente, [W/(m·K)]
F_{Cu}	Fator de enchimento do enrolamento
ρ^{eq}	Massa específica equivalente, [kg/m ³]
c_p^{eq}	Calor específico equivalente, [J/(kg·K)]
η	Razão entre o raio externo do rotor e raio interno do estator
k_{ef}	Condutividade térmica efetiva, [W/(m·K)]
$r_{r,eq}$	Raio externo equivalente do rotor, [m]
$r_{s,eq}$	Raio interno equivalente do estator, [m]
δ_{eq}	Espessura equivalente do entreferro, [m]
Re_r	Número de Reynolds rotacional
S	Área da seção transversal, [m ²]
P	Perímetro, [m]
Re_D	Número de Reynolds em relação ao diâmetro hidráulico
C	Número de Courant
v_{fluido}	Velocidade do fluido, [m/s]
Δt	Intervalo de tempo, [s]
h	Comprimento representativo da célula da malha, [m]
Nu	Número de Nusselt
\dot{Q}''	Fluxo de calor médio, [W/m ²]
T_s	Temperatura média da superfície do estator, [°C]
T_r	Temperatura média da superfície do rotor, [°C]
$\bar{h}_{\acute{a}gua}$	Coeficiente de transferência de calor médio nas serpentinas de resfriamento, [W/(m ² ·K)]
\dot{m}	Vazão mássica, [kg/s]
T_{out}	Temperatura de saída, [°C]

T_{in}	Temperatura de entrada, [°C]
T_d	Temperatura média da superfície do duto de resfriamento, [°C]
T_f	Temperatura média do fluido de resfriamento, [°C]
A_w	Área molhada, [m ²]
\dot{Q}_{abs}	Calor absorvido, [W]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	OBJETIVOS	18
1.1.1	Objetivos Específicos	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	COMPONENTES DE SISTEMAS DE CONVERSÃO DE ENERGIA EÓLICA	19
2.1.1	Componentes mecânicos	20
2.1.2	Componentes elétricos	20
2.1.2.1	Geradores	20
2.1.2.2	Eletrônica de potência	22
2.1.3	Componentes de controle	22
2.2	ANÁLISE TÉRMICA DE AEROGERADORES	23
2.3	ANÁLISE TÉRMICA DE GERADORES ELÉTRICOS	24
2.3.1	Perdas térmicas e eficiência	24
2.3.1.1	Perda resistiva	25
2.3.1.2	Perdas no ferro	25
2.3.1.3	Perdas mecânicas e adicionais	26
2.3.1.4	Eficiência térmica	27
2.3.2	Limitações térmicas	27
2.3.3	Transferência de calor em máquinas elétricas	28
2.3.3.1	Condução	29
2.3.3.2	Convecção	30
2.3.4	Estratégias de resfriamento	33
2.3.4.1	Resfriamento passivo	34
2.3.4.2	Resfriamento ativo	36
3	METODOLOGIA	40
3.1	DESCRIÇÃO DO GERADOR	40
3.1.1	Estratégia de resfriamento	42
3.2	MODELO NUMÉRICO DO GERADOR	42
3.2.1	Geometria e discretização do modelo	44
3.2.2	Materiais	45
3.2.3	Condições de contorno e termos fonte	48
3.3	MODELO FLUIDODINÂMICO DO ENTREFERRO	53
3.3.1	Geometria e discretização do modelo	54
3.3.2	Materiais e condições de contorno	55
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	57
4.1	AVALIAÇÃO DO ENTREFERRO	57

4.1.1	Escoamento	57
4.1.2	Comportamento térmico	58
4.2	ANÁLISE TÉRMICA DO GERADOR SOB RESFRIAMENTO DIRETO	61
4.2.1	Distribuição de temperatura	61
4.2.1.1	Controle e limites térmicos	61
4.2.1.2	Campo e distribuição de temperatura axial	64
4.2.2	Avaliação do GCI	65
4.2.3	Desempenho	68
4.2.3.1	Perdas térmicas	68
4.2.3.2	Desempenho térmico das serpentinas de resfriamento	69
4.2.3.3	Eficiência térmica e eficiência global	71
5	CONCLUSÃO E PERSPECTIVAS	74
	REFERÊNCIAS	76
	APÊNDICE A – UDF: PERDAS NO COBRE	83
	APÊNDICE B – UDF: PERDAS NO FERRO	84
	APÊNDICE C – ESTIMATIVA DA EFICIÊNCIA GLOBAL	85
	ANEXO A – PROCEDIMENTO PARA A ESTIMATIVA DO GCI	88

1 INTRODUÇÃO

A energia desempenha um papel fundamental nas grandes revoluções sociais da humanidade, moldando a estrutura urbana-industrial atual. Historicamente, essa estrutura tem sido sustentada pela dependência de recursos energéticos fósseis como padrão dominante de produção, distribuição e consumo. No entanto, essa dependência tem como consequência a emissão de gases de efeito estufa prejudiciais ao meio ambiente, com implicações significativas no contexto das mudanças climáticas e no aquecimento global.

De acordo com o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas - *Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC, 2018), deve-se criar um cenário no qual as emissões de dióxido de carbono sejam reduzidas a zero, a fim de limitar o aumento da temperatura global a 1,5°C até 2075. Para atender a esse objetivo, é necessário ocorrer alterações no padrão de consumo, aumentar e melhor distribuir a produção e investir em ciência e tecnologias que impulsionem o processo de produção com a adoção de fontes de energia menos impactantes (SAUER, 2016). Assim, a transição energética para fontes limpas e sustentáveis é fundamental para descarbonizar a estrutura da economia global.

A energia eólica, em virtude de sua geração limpa, é reconhecida como uma das principais alternativas para a transição energética. As emissões de dióxido de carbono associadas a essa fonte são baixas, limitadas exclusivamente à fabricação e transporte dos aerogeradores (LETCHER, 2017). Todavia, a participação da energia eólica na matriz energética global ainda é pequena. Segundo o Conselho Global de Energia Eólica - *Global Wind Energy Council* (GWEC, 2022), no ano de 2021, a capacidade de produção de energia eólica instalada alcançou 837 GW, um aumento de 93,6 GW em relação ao ano anterior. Entretanto, esse aumento é insuficiente e, para cumprir as metas climáticas estabelecidas pelo IPCC, espera-se um investimento anual quatro vezes maior do que o obtido até o final da década.

Esse investimento respalda sobre o desenvolvimento de projeto de turbinas eólicas com elevada capacidade de geração elétrica, especialmente no mercado *offshore*. No ano de 2021, ainda segundo GWEC (2022), a instalação de novas turbinas eólicas *offshore* triplicou em relação a 2020, compondo 7% da capacidade comissionada mundialmente. A propensão por aerogeradores *offshore* advém das vantagens referentes à melhor qualidade do vento (maior velocidade, uniformidade e menor turbulência) e pelas grandes áreas livres disponíveis, o que reduz preocupações com ruído e impacto visual (ESTEBAN *et al.*, 2011). Por outro lado, desafios construtivos, longas redes de distribuição elétricas e o ambiente corrosivo são desvantagens desse setor.

Além dessas especificidades da geração *offshore*, é necessário projetar os geradores elétricos das turbinas eólicas considerando os quesitos de aumento de tempera-

tura interna que uma máquina elétrica de grande porte está submetida. Esse aumento decorre das perdas resistivas nos condutores (Efeito Joule) e magnéticas no ferro (histerese e correntes parasitas), além de perdas mecânicas e adicionais (PYRHONEN; JOKINEN; HRABOVCOVA, 2013). Nesse sentido, sistemas de resfriamento são propostos para se desvencilhar do aumento de temperatura crítico dos componentes do gerador, garantindo margens seguras de operação e maior eficiência.

Para geradores de grande porte, os sistemas de resfriamento que envolvem recirculação de líquido são mais adequados devido à sua capacidade superior de resfriamento. Esses sistemas podem ser classificados como indiretos ou diretos, dependendo da forma como o fluido é direcionado na máquina elétrica. No resfriamento indireto, é comum o uso de camisas de resfriamento, enquanto no resfriamento direto o fluido é conduzido internamente por dutos em contato com as camadas do enrolamento. A abordagem por resfriamento direto permite, portanto, a absorção das perdas resistivas com menor resistência térmica, diminuindo riscos de surgimento de pontos quentes (UMANS, 2014).

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é avaliar o comportamento térmico de um gerador elétrico de 10 MW acoplado a um sistema de controle térmico. Este estudo é encorajado pelo contexto da transição energética e motivada pela necessidade de atender às demandas atuais na geração de eletricidade considerando aerogeradores de grande porte para aplicação *offshore*.

1.1.1 Objetivos Específicos

- Identificar regiões de pontos críticos de temperatura nos geradores;
- Propor solução de controle térmico por resfriamento direto no gerador;
- Avaliar em paralelo a região do entreferro na especificidade da geometria e condições nominais do gerador de estudo;
- Analisar o campo de temperatura e as perdas térmicas performadas no gerador sob condição de resfriamento;
- Comparar os resultados obtidos dentre as variáveis de vazão mássica total e número de passes das serpentinas de resfriamento;
- Avaliar a viabilidade da proposta de resfriamento.

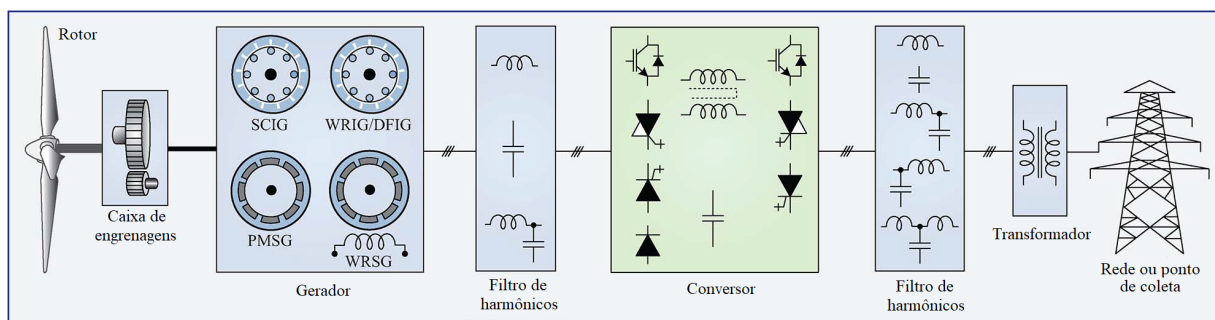
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica baseada no controle térmico de geradores elétricos em sistemas de conversão de energia eólica de grande porte, para contextualização da temática escolhida. A primeira seção aborda o sistema de conversão de energia eólica, seus componentes e funções. Em seguida, é realizada a revisão que envolve a aplicação das ciências térmicas voltada à problemática da elevação da temperatura nesses sistemas. Na mesma perspectiva, a discussão se estende para a especificidade de geradores elétricos, elucidando as perdas nesses equipamentos e suas consequências, bem como os mecanismos de transferência de calor e estratégias de resfriamento adotadas para contornar a problemática levantada.

2.1 COMPONENTES DE SISTEMAS DE CONVERSÃO DE ENERGIA EÓLICA

Sistemas de conversão de energia eólica (WECS - *Wind Energy Conversion System*) constituem um conjunto de componentes que desempenham o papel de transformar a energia cinética dos ventos em energia elétrica de maneira controlada, confiável e eficiente. A Figura 1 expõe a representação da sequência dos componentes básicos de um WECS de grande porte. De forma conceitual, a energia cinética dos ventos é transformada em energia cinética rotacional pelo rotor, que por sua vez, é encaminhada por um sistema de transmissão para o gerador rotativo com a finalidade de se obter energia elétrica. A energia resultante é, então, direcionada para um sistema de conversão de potência e sistemas de controle para ser injetada nas redes de distribuição (WU *et al.*, 2011; ALI, 2012).

Figura 1 – Configuração esquemática de uma turbina eólica conectada à rede.



Fonte: Adaptado de Yamasu *et al.* (2015).

Conforme Yamasu *et al.* (2015), os componentes do WECS podem ser agrupados em mecânicos, elétricos e de controle. Além disso, outros componentes que não participam diretamente na transformação da energia cinética do vento em energia elétrica podem ser citados, os quais são necessários para a garantia dessa transfor-

mação de forma eficiente e segura. São estes: freio mecânico, sensores de velocidade e direção do vento, sistema de dissipação de calor, sistemas de proteção contra raios, componentes estruturais (torre, fundação, nacele) (WU *et al.*, 2011).

2.1.1 Componentes mecânicos

O rotor e o sistema de transmissão mecânica correspondem aos dois conjuntos de componentes mecânicos que participam diretamente do trem de potência. O rotor é constituído por hélices, controle aerodinâmico de superfície e cubo (*rotor hub*), sendo esse último responsável pela conexão das hélices ao eixo principal (MANWELL; MCGOWAN; ROGERS, 2010). O vento ao contornar o formato aerodinâmico das hélices, gera força de sustentação que, aplicada a uma certa distância do eixo, produz torque e o movimento de rotação do rotor. Dadas as condições de projeto do WECS, o sistema de controle aerodinâmico de superfície visa obter o melhor aproveitamento do regime de velocidade do vento.

O sistema de transmissão mecânica (caixa de engrenagens) adapta a baixa rotação e alto torque proveniente do rotor para a alta rotação e baixo torque do gerador elétrico. Conquanto, esse sistema possui alto custo inicial, alto ruído audível, necessidade de manutenção e confere perda de potência (WU *et al.*, 2011) ao WECS. Assim, uma alternativa às desvantagens é o sistema de transmissão direta (tecnologia *direct-drive*), abolindo a utilização da caixa de engrenagens. Sem a adaptação da rotação e torque, o gerador deve ser projetado com maior número de polos e menor rotação, o que requer substancial reforço estrutural da torre devido ao peso, grande diâmetro e elevado torque dessas máquinas (LETCHER, 2017; ALEXANDROVA; SEMKEN; PYRHÖNEN, 2014).

2.1.2 Componentes elétricos

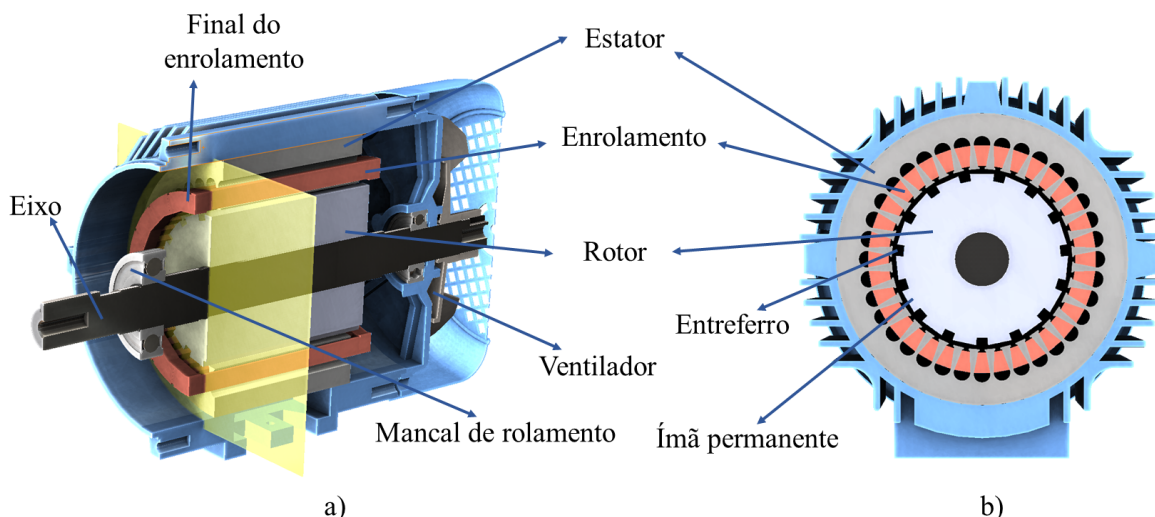
Nesse grupo são considerados dois componentes principais: o gerador elétrico e o sistema de eletrônica de potência. O primeiro é responsável pela conversão eletromecânica da potência advinda do rotor. Enquanto que o segundo deve ser utilizado com o propósito de alimentar as redes elétricas com determinada tensão, corrente e/ou frequência.

2.1.2.1 Geradores

Geradores são máquinas elétricas rotativas compostas essencialmente por um estator e um rotor, como apresentado na Figura 2. O estator é uma carcaça estacionária com grupos de bobinas ou enrolamentos montados com determinado padrão em um meio metálico. Já o rotor é a parte rotativa do gerador e responsável pelo campo magnético. Assim, a rotação do campo magnético do rotor induz tensões elétricas cikli-

camente variáveis no tempo nos enrolamentos do estator (UMANS, 2014; LETCHER, 2017), efetivando a conversão eletromecânica da energia. Geradores de corrente alternada podem ser agrupados em dois tipos: geradores síncronos e de indução (ou geradores assíncronos).

Figura 2 – Representação de uma máquina elétrica com ímãs permanentes de pequeno porte. a) vista axial em perspectiva b) vista em corte transversal.



Fonte: Próprio autor.

Os geradores síncronos possuem um campo magnético produzido no rotor por excitação externa. Esse campo magnético rotaciona conforme o rotor movimentar-se pelo acoplamento com o rotor aerodinâmico da turbina eólica. Assim, o campo magnético rotativo resultante induz uma força eletromotriz nos enrolamentos do estator, concedendo tensão aos terminais. Quanto à excitação do rotor, os geradores síncronos podem ser alimentados por corrente contínua, como os geradores síncronos de rotor bobinado (WRSG – *Wound Rotor Synchronous Generator*), ou já possuir um núcleo magnetizado sem a necessidade de fornecimento de energia externa constante, como o gerador síncrono de ímãs permanentes (PMSG – *Permanent Magnet Synchronous Generator*) representado na Figura 2.

Nos geradores de indução há um fornecimento elétrico externo no enrolamento do estator. A passagem de corrente elétrica no estator em um arranjo com descolamento de fases das bobinas gera um campo magnético rotativo a uma certa velocidade angular específica (velocidade síncrona). Esse campo magnético rotativo do estator induz corrente elétrica e um campo magnético no rotor. O rotor, excitado mecanicamente pelo rotor aerodinâmico, rotaciona a uma velocidade superior a velocidade síncrona. A interação entre o campo magnético induzido no rotor e o campo magnético do estator com o escorregamento entre as velocidades promove elevada diferença de tensão

nos terminais do estator, retornando corrente ativa líquida (ALI, 2012; MANWELL; MCGOWAN; ROGERS, 2010). O gerador de indução gaiola de esquilo (SCIG – Squirrel-Cage Induction Generator) e o gerador de indução duplamente alimentado (DFIG – Doubly-Fed Induction Generator) são citados como exemplos de geradores de indução.

Em WECS, Duan e Harley (2009) apontavam uma tendência pela incorporação de um trem de potência composto por um sistema *direct-drive* e PMSG. Recentemente, Arrambide, Zubia e Madariaga (2019) destacam que 56,81% dos geradores em parques eólicos *offshore* são SCIG, 20,41% são DFIG e 22,78% são PMSG. Esses autores afirmam ainda que houve um crescimento da utilização de PMSG em um sistema de transmissão direta, e que esse conjunto continua sendo uma tendência, especialmente para WECS de grande porte.

2.1.2.2 Eletrônica de potência

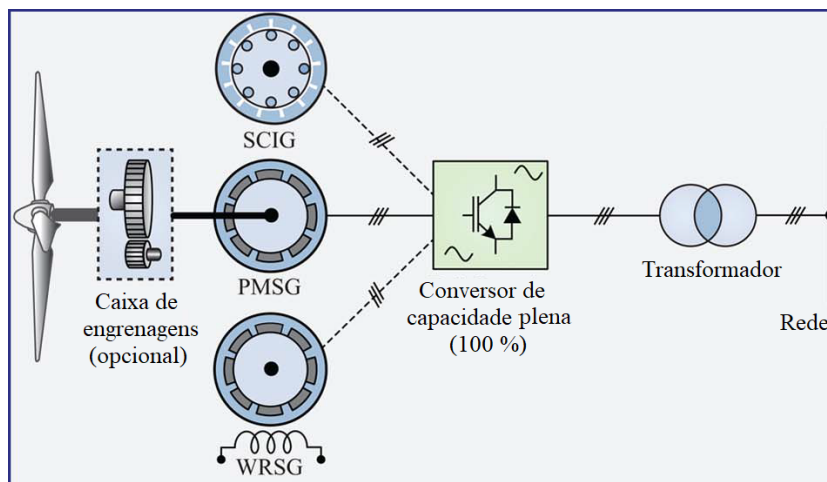
A interface de eletrônica de potência aplicada com a função de adaptação das características da energia elétrica envolve a utilização de alguns componentes semicondutores, como diodos de potência, tiristores e transistores. Esses componentes operam basicamente como interruptores que comutam entre os estados ligado/desligado (MANWELL; MCGOWAN; ROGERS, 2010). Assim, quando dispostos em um determinado arranjo formando retificador, inversor, *soft-starter* ou filtro harmônico, cumprem com a função de controle desejada.

A utilização combinada da interface de eletrônica de potência e do gerador elétrico possibilita a diversificação do projeto do trem de potência do WECS com base no regime de velocidade do vento. A Figura 3 apresenta um WECS em um arranjo com PMSG, WRSG, ou SCIG e um conversor de capacidade plena (0 – 100%). Com o uso desse conversor, o gerador pode operar em toda faixa de velocidade, melhorando a performance, e aumentando o tamanho, custo e complexidade do sistema (YARASU *et al.*, 2015). Além dessa configuração, outros arranjos podem ser propostos em sistemas eólicos de velocidade fixa ($\pm 1\%$) ou velocidade semi-variável ($\pm 10\%$ ou $\pm 30\%$), a rigor da interface de eletrônica de potência utilizada.

2.1.3 Componentes de controle

Os componentes de controle são empregados em paralelo aos demais componentes mecânicos e elétricos com a finalidade de adequar o WECS nos valores de referência ou condições de contorno do projeto. Para esse fim, os componentes de controle podem ser ativos ou passivos. Como exemplo de controle passivo, pode-se citar o controle de *stall*, onde as hélices são fixas ao rotor em determinado ângulo para que sofra o fenômeno de *stall* quando a velocidade do vento exceda certo nível (LETCHER, 2017).

Figura 3 – Exemplo de configuração de um WECS de velocidade variável (0-100%).



Fonte: Adaptado de Yaramasu *et al.* (2015).

Por outro lado, o controle ativo é subordinado ao monitoramento das grandezas pertinentes, como velocidade do vento, velocidade do rotor, potência ativa e reativa, tensão, corrente, frequência, entre outros. Após o monitoramento, sucede-se para a tomada de decisão de computadores, microcontroladores, processador de sinal digital ou matrizes lógicas de campo programáveis para, então, conferir recursos, mecânicos, elétricos, hidráulicos ou pneumáticos para a efetuação do controle (LETCHER, 2017; YARAMASU *et al.*, 2015). É exemplo de controle ativo o sistema já citado de controle aerodinâmico de superfície, empregado com o intuito de alterar o ângulo de ataque das hélices ou a direção do rotor inteiro (ALI, 2012).

2.2 ANÁLISE TÉRMICA DE AEROGERADORES

Os componentes apresentados cumprem com seu papel no desempenho da conversão da energia eólica, embora cerca de 5% da potência seja perdida e convertida em calor (SHENG *et al.*, 2015). No WECS, os principais componentes geradores de calor são: caixa de engrenagens, conversor e o gerador. Para garantir a operação segura do aerogerador, essa carga térmica indesejada, portanto, deve ser retirada.

De forma geral, as perdas nos componentes mecânicos ocorrem devido ao atrito das partes móveis. Na caixa de engrenagens, caso haja elevado aumento da temperatura pode ocorrer deterioração do óleo lubrificante. Assim, o sistema fica passível ao não pareamento correto dos dentes das engrenagens, a um prejudicial contato com eixo e eventual dano ao equipamento (JIANG, 2010).

Nos conversores de potência, as perdas ocorreram principalmente devido ao efeito Joule e às perdas por comutação. A passagem de corrente elétrica nos dispositivos eletrônicos semicondutores e suas impedâncias intrínsecas acarretam em perdas

por efeito Joule. Já as perdas por comutação são caracterizadas pelo aumento instantâneo na temperatura do semicondutor devido a variações acentuadas de corrente e tensão elétrica. Segundo Albarbar e Batunlu (2018), as falhas se dão pela natureza cíclica da geração térmica entre as camadas do dispositivo com diferentes coeficientes de expansão térmica, gerando tensões internas e possível fadiga.

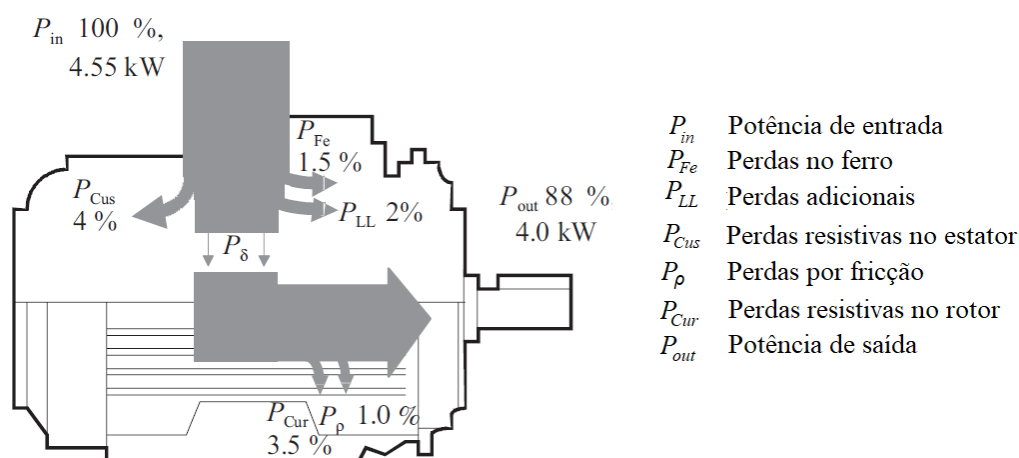
2.3 ANÁLISE TÉRMICA DE GERADORES ELÉTRICOS

Como mencionado, o gerador elétrico integra o conjunto de principais componentes que geram calor em aerogeradores. Por ser o foco desse trabalho, esta seção discutirá as perdas térmicas, os efeitos nocivos do aumento de temperatura, a transferência de calor e as estratégias de resfriamento dessas máquinas.

2.3.1 Perdas térmicas e eficiência

As perdas térmicas inerentes de uma máquina elétrica decorrem do processo da transformação multifísica da energia mecânica em energia elétrica, ou vice-versa. Conforme Pyrhonen, Jokinen e Hrabovcova (2013), há diferentes mecanismos de perdas: i) resistivas, ii) no ferro, iii) mecânicas e iv) adicionais. A Figura 4 denota a porcentagem dissipada em forma de calor pelos diferentes mecanismos em um motor de indução, dado o investimento de 4,55 kW em energia elétrica. Nota-se que as perdas resistivas constituem predomínio sobre a parcela dessas perdas (62,5%), seguidas pelas perdas no ferro de segunda importância.

Figura 4 – Exemplo da distribuição de perdas em um motor de indução de dois polos de 4 kW.



Fonte: Pyrhonen, Jokinen e Hrabovcova (2013).

2.3.1.1 Perda resistiva

As perdas resistivas nos enrolamentos da máquina elétrica ocorrem devido ao aquecimento dos condutores pela circulação de corrente elétrica, efeito Joule. A perda resistiva no cobre (P_{Cu}) pode ser calculada conforme a Equação (1). Observa-se que o volume de cobre (V_{Cu}) e a densidade de corrente RMS (J_S) são grandezas que impactam proporcionalmente e proporcionalmente ao quadrado, respectivamente, as perdas desse tipo.

$$P_{Cu}(T_{Cu}) = \rho_{Cu}(T_{Cu}) J_S^2 V_{Cu} \quad (1)$$

Além disso, a Equação (2) expressa a dependência linear da resistividade elétrica (ρ_{Cu}) como função da temperatura (T_{Cu}).

$$\rho_{Cu}(T_{Cu}) = \rho_{20^\circ C} [1 + \gamma (T_{Cu} - 20)] \quad (2)$$

onde $\rho_{20^\circ C}$ é a resistividade elétrica do material à 20 °C e $\gamma=0,00386^\circ C^{-1}$ o coeficiente de temperatura para o cobre. Assim, em condições de temperaturas elevadas, para uma mesma magnitude de corrente elétrica, a perda resistiva é proporcionalmente aumentada (HUSSAIN *et al.*, 2016).

2.3.1.2 Perdas no ferro

As perdas no ferro podem ser classificadas em dois tipos: perdas por histerese e por correntes parasitas, que em suma representam a energia requerida para magnetizar o núcleo (SAIDUR, 2010). A histerese ocorre devido à resistência ao movimento dos momentos dipolo magnéticos do material quando submetidos a um campo magnético variável, gerando uma defasagem entre o fluxo magnético e a intensidade de campo imposta (CALLISTER JR., 2002). Essa defasagem resulta na dissipação parcial da energia no material em forma de calor. Além disso, a alternância dos fluxos no núcleo induz diferença de potencial que culmina na passagem de correntes parasitas, podendo ser reduzida com laminações do núcleo ou pela inserção de compostos de alta resistividade (PYRHONEN; JOKINEN; HRABOVCOVA, 2013).

De forma quantitativa, Grauers (1996) descreve as perdas no ferro separando o estator em duas regiões, coroa (subíndice c) e dente (subíndice d). Assim, as Equações (3) e (4) expressam as perdas por histerese magnética (P_H) e as Equações (5) e (6) as perdas por correntes parasitas (P_F).

$$P_{H,c} = k_{H,c} m_{Fe,c} p_H \left(\frac{f}{f_{ref}} \right) \left(\frac{\hat{B}_c}{B_{ref}} \right)^2 \quad (3)$$

$$P_{H,d} = k_{H,d} m_{Fe,d} p_H \left(\frac{f}{f_{ref}} \right) \left(\frac{\hat{B}_d}{B_{ref}} \right)^2 \quad (4)$$

$$P_{F,c} = k_{F,c} m_{Fe,c} p_F \left(\frac{f}{f_{ref}} \right)^2 \left(\frac{\hat{B}_c}{\hat{B}_{ref}} \right)^2 \quad (5)$$

$$P_{F,d} = k_{F,d} m_{Fe,d} p_F \left(\frac{f}{f_{ref}} \right)^2 \left(\frac{\hat{B}_d}{\hat{B}_{ref}} \right)^2 \quad (6)$$

sendo p_H e p_F as perdas específicas por histerese e correntes parasitas, respectivamente, f a frequência elétrica do gerador, f_{ref} a frequência elétrica de referência (50 Hz), \hat{B} o fluxo magnético, \hat{B}_{ref} o fluxo magnético de referência (1,5 T), m_{Fe} a massa de ferro e $k_{H,c}$, $k_{F,c}$, $k_{H,d}$ e $k_{F,d}$ valores empíricos, que compensam as diferenças entre as condições de teste e as condições reais.

No rotor de um PMSG, ainda conforme Grauers (1996), a perda principal ocorre devido às correntes parasitas induzidas. Assim, a Equação (7) é utilizada como estimativa da perda nos ímãs do rotor (P_m).

$$P_m = 2 p p_m b_m L_m \quad (7)$$

onde p é o número de pares de polos, p_m é a densidade de perda por corrente parasita superficial do ímã, b_m e L_m são parâmetros geométricos do ímã, largura e comprimento, respectivamente.

2.3.1.3 Perdas mecânicas e adicionais

As perdas mecânicas e adicionais são causadas por diferentes fenômenos, o que requer uma modelagem matemática mais complexa para serem determinadas. As perdas mecânicas envolvem a perda por atrito dos elementos construtivos da máquina elétrica e a resistência viscosa do ar (SAIDUR, 2010). Devido a essa complexidade, Grauers (1996) modela a perda mecânica por atrito (P_μ) como sendo uma estimativa percentual da potência mecânica do gerador (P_N), conforme a equação a seguir:

$$P_\mu = 0,005 P_N \quad (8)$$

Ademais, as perdas adicionais englobam aquelas que não são inclusas no cálculo das perdas resistivas e perdas do ferro, pode-se citar as não uniformidades de corrente no cobre, deformações produzidas pela distorção do fluxo magnético devido à corrente de carga e à circulação de harmônicos de corrente (PYRHONEN; JOKINEN; HRABOVCOVA, 2013; UMANS, 2014). Da mesma forma, as perdas adicionais (P_{ad}) podem ser estimadas como sendo 20% das perdas no ferro do estator:

$$P_{ad} = 0,2 (P_{H,c} + P_{F,c} + P_{H,d} + P_{F,d}) \quad (9)$$

2.3.1.4 Eficiência térmica

Em suma, as perdas totais do ferro do estator (P_{Fe}) podem ser reunidas tal como na Equação (10).

$$P_{Fe} = P_{ad} + P_{H,ce} + P_{F,ce} + P_{H,d} + P_{F,d} \quad (10)$$

Com isso, tem-se que as perdas totais do gerador ($P_{perda,t}$):

$$P_{perda,t} = P_{Cu} + P_{Fe} + P_m + P_\mu \quad (11)$$

A partir das perdas totais e da potência elétrica de saída nominal do gerador ($P_{e,N}$), pode-se calcular a eficiência η_N por meio da Equação (12).

$$\eta_N = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{P_{e,N}}{P_{mec,N}} \quad (12)$$

onde $P_{mec,N}$ é a potência mecânica em condições nominais, calculada pela soma da potência elétrica com as perdas totais, ou seja:

$$P_{mec,N} = P_{perda,t} + P_{e,N} \quad (13)$$

2.3.2 Limitações térmicas

A energia não convertida em eletricidade como fonte de geração térmica implica na elevação da temperatura no interior dos geradores elétricos. Sem a atenção aos quesitos termomecânicos, a máquina pode sucumbir à deterioração indevida ou à diminuição da vida útil do isolamento elétrico e à desmagnetização irreversível dos ímãs permanentes, além de eventuais falhas por estresse térmico e danos aos equipamentos eletrônicos (GUNDABATTINI *et al.*, 2021). Dessa forma, um mapeamento térmico é crucial para as especificações de material e projeto do equipamento, norteadando a magnitude da eficiência, potência nominal, máxima corrente nos enrolamentos e velocidade de rotação, por exemplo.

A expectativa da durabilidade do material isolante é rígida pelos limites de temperatura, garantindo funcionalidade e segurança à máquina elétrica. A vida útil do isolante refere-se à gradual deterioração por oxidação e à perda de rigidez dielétrica (UMANS, 2014). Sem a característica dielétrica, o material não suporta mais a tensão em que está sujeito e ocasiona curto-circuito no enrolamento, inutilizando a máquina. Dessa forma, o material candidato ao isolamento é submetido a ensaios e classificado termicamente. A Tabela 1 apresenta a designação de isolantes elétricos conforme a NBR IEC 60085 (ABNT, 2017). Isolantes da classe B, por exemplo, podem ser utilizados continuamente sob condições máximas de 130 °C.

Nesse contexto, condições térmicas elevadas assumem o papel de catalisadoras da oxidação e da diminuição da vida útil. Como exemplo, a expectativa, em anos,

Tabela 1 – Designação da classe térmica de um material isolante elétrico.

Classe térmica (°C)	Letra de designação
90	Y
105	A
120	E
130	B
155	F
180	H
200	N
220	R
250	-

Fonte: ABNT (2017)

do isolamento elétrico da classe A é descrita matematicamente pela Equação (14) e sua natureza exponencial (HAMDI, 1994 apud VOIGDLENER, 2010), como segue:

$$Vida = 7,15 \times 10^4 e^{-0,08 T_{iso}} \quad (14)$$

onde T_{iso} é a temperatura de operação do isolante elétrico de classe A. Assim, o material pode desempenhar sua função por 16 a 24 anos em temperatura de operação entre 100 e 105°C. Entretanto, sua vida seria reduzida para 7 anos se a temperatura de operação crescer para 115°C.

Além disso, o aumento de temperatura tem efeitos prejudiciais sobre a distribuição do campo magnético da máquina elétrica e da magnetização dos ímãs permanentes. Essas mudanças no campo afetam as perdas no ferro e as perdas por correntes parasitas induzidas nos ímãs permanentes de PMSGs. Perdas elevadas no ímã manifestam altas temperaturas e, conseqüentemente, um aumento na magnitude das vibrações térmicas dos átomos. Assim, o movimento térmico dos átomos tende a tornar aleatórias as direções dos momentos dipolos magnéticos, com risco de desalinhá-los. Por fim, o desalinhamento e o não pareamento entre os dipolos resultam em uma diminuição na magnetização do material (CALLISTER JR., 2002).

Vale ressaltar que a desmagnetização gradual do material em função da temperatura pode atingir um valor absoluto e irreversível. Isso ocorre sob a condição térmica crítica, conhecida como temperatura Curie. Como exemplo, o ímã permanente composto por neodímio, ferro e boro (ímã NdFeB) é totalmente desmagnetizado quando atinge a temperatura de 310°C (ECLIPSE MAGNETICS, 2022).

2.3.3 Transferência de calor em máquinas elétricas

A disposição heterogênea de materiais e diferentes regimes de operação entre os componentes da máquina elétrica desencadeiam a atuação de diferentes mecanis-

mos de transferência de calor. Com isso, a distribuição de perdas e pobres transferências de calor podem impulsionar o surgimento de pontos quentes, dados possíveis restringimentos entre as fontes e os sumidouros de calor projetados para a manutenção da temperatura interna. Gundabattini *et al.* (2021) destacam que os pontos quentes ocorrem no enrolamento do estator, centro axial do eixo e na região do entreferro. Dessa forma, nas próximas seções, serão tratados os mecanismos de transferência de calor por condução e convecção nessas máquinas. A radiação, por não ser um notório alvo em estratégias de resfriamento de PMSG de grande porte, não será abordada nessa revisão.

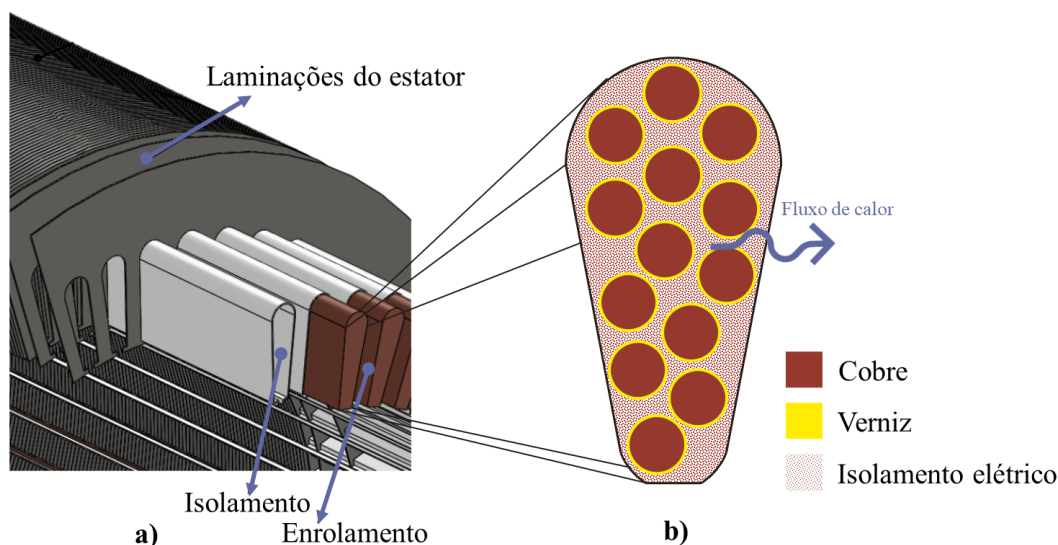
2.3.3.1 Condução

A transferência de calor por condução é o transporte de energia por difusão em um meio devido a um gradiente de temperatura. No estado sólido, a condução se dá pela migração de elétrons livres e ondas vibracionais no arranjo periódico de átomos (INCROPERA *et al.*, 2014). A condutividade térmica é um indicativo quantitativo da taxa na qual a energia é transferida, distinguindo o material em bom ou mau condutor (isolantes térmicos). Assim, mesmo que o enrolamento, núcleo do estator e rotor sejam compostos por materiais metálicos (em geral, bons condutores), esses são funcionalmente envoltos por isolantes, o que dificulta a transferência de calor para um sumidouro.

A montagem das bobinas de cobre nos *slots* (ranhuras) do estator inclui a cobertura de um material isolante elétrico e resina (verniz), como apresentado na Figura 5b. Nota-se que há uma razão volumétrica entre a geometria do *slot* e o espaço preenchido, de fato, por cobre, a qual é comumente chamada de razão de enchimento. Essas camadas de isolamento elétrico (e térmico) no enrolamento limitam a condutividade térmica do conjunto e, conseqüentemente, elevam a resistência à passagem de fluxo de calor nos sentidos radial e tangencial. Portanto, as altas temperaturas encontradas no enrolamento são justificadas pelas perdas resistivas no cobre e pelo encapsulamento térmico causado pelo isolamento elétrico.

Já condução de calor no estator e rotor é influenciada pelo empilhamento de laminações do núcleo, como expresso na Figura 5a. Essas lâminas são utilizadas para limitar a circulação de correntes parasitas, porém acabam por obstaculizar a transferência de calor no sentido axial, em virtude do aumento da resistência à passagem do fluxo de calor nessa direção. Esse aumento da resistência ocorre por dois fatores. O primeiro está relacionado à possibilidade de inserção de lâminas de compostos com alta resistividade e o segundo se relaciona com a criação de resistências de contato entre as interfaces das lâminas. Essa última se dá como resultado da presença de rugosidades superficiais, onde pontos de contato se intercalam com interstícios de diminuta capacidade de condução e/ou radiação, prejudicando a transferência de calor

Figura 5 – Composição heterogênea de materiais. a) Empilhamento de laminações no estator. b) Composição do enrolamento.



Fonte: Adaptado de Bennion *et al.* (2015).

no domínio.

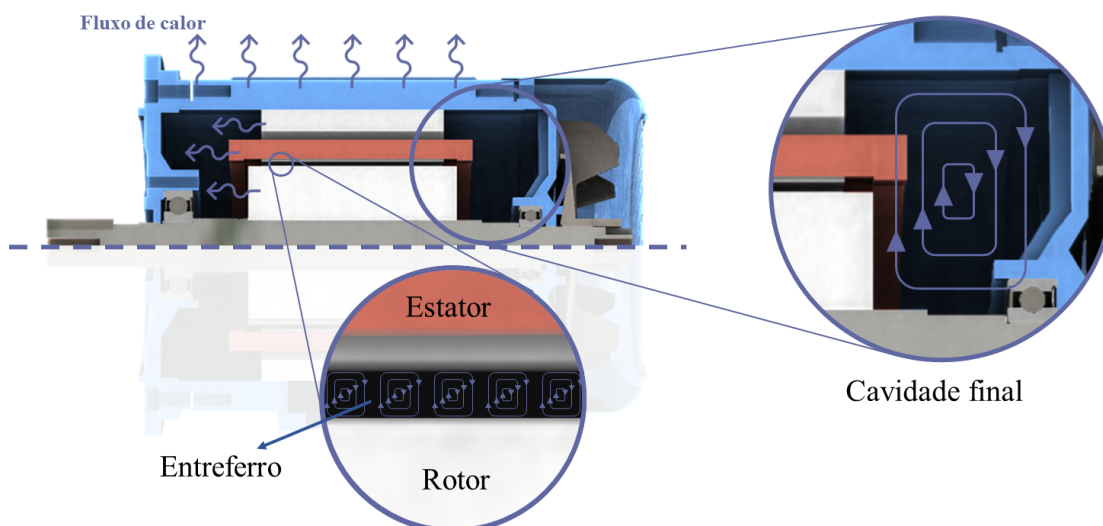
2.3.3.2 Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre devido à superposição do transporte de energia pelo movimento molecular aleatório (difusão) e o movimento macroscópico coletivo de agregados de moléculas (advecção) (INCROPERA *et al.*, 2014). A interação entre uma superfície aquecida e um fluido a diferentes temperaturas resulta na troca de calor, em um primeiro contato, por difusão e, posteriormente, para camadas adjacentes do fluido pelo efeito combinado da difusão e advecção. O coeficiente de transferência de calor por convecção e o número de Nusselt são medidas da intensidade dessa troca. Essa transferência pode ocorrer por convecção natural, onde o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, ou pode ser intensificada com maiores coeficientes convectivos em uma convecção forçada, quando o escoamento é causado por meios externos.

Nesse sentido, em uma máquina elétrica as perdas internas em forma de calor são conduzidas nos elementos e as superfícies desses trocam calor com fluidos por convecção. A Figura 6 apresenta as principais regiões onde isso ocorre: no entreferro, cavidades finais (*end-space regions*) e na carcaça.

A transferência de calor por convecção no entreferro é influenciada pelas características do escoamento nessa região. Por definição, o entreferro é um espaço confinado entre o estator e o rotor, logo é formado pela região anular de dois cilindros concêntricos, sendo que o cilindro interno (rotor) apresenta uma velocidade angular

Figura 6 – Principais regiões onde ocorre a troca de calor por convecção em uma máquina elétrica.



Fonte: Próprio autor.

não nula. A critério da geometria, fluido e velocidade angular, padrões de escoamentos podem ser evidenciados, como os escoamentos de Couette, Taylor-Couette e Taylor-Couette-Poiseuille. Esses comportamentos podem ser preditos com base em um número adimensional conhecido como número de Taylor (Ta):

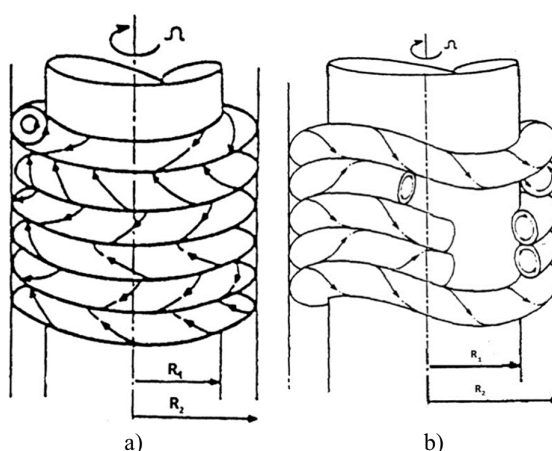
$$Ta = \frac{n^2 r_1 (D_h/2)^3}{\nu^2} \quad (15)$$

sendo, n a rotação em rad/s, r_1 o raio externo do rotor, D_h o diâmetro hidráulico do entreferro e ν a viscosidade cinemática do fluido.

Isto posto, abaixo do número de Taylor crítico, $Ta_c=1708$, ocorre o escoamento de Couette, caracterizado por ser estável, laminar e possuir linhas de correntes anulares e centradas no eixo de rotação. Por outro lado, acima de $Ta_c=1708$, ocorre a formação de instabilidades em formato toroidal no escoamento conhecido como Taylor-Couette. A Figura 7 apresenta dois padrões desse escoamento, vórtices de Taylor e vórtices de Taylor com os vórtices ondulados. Além disso, pode ocorrer o escoamento de Taylor-Couette-Poiseuille quando o fluido nessa cavidade experimental, além da velocidade angular tangencial, uma imposição de fluxo no sentido axial (FÉNOT *et al.*, 2011).

No entanto, em um PMSG, a disposição dos ímãs permanentes no rotor cria ressaltos, tornando o escoamento mais complexo. Hayase, Humphrey e Greif (1992) ponderam que a presença de ressaltos cria duas regiões distinguíveis: a anular, suscetível ao cisalhamento de Couette, e a região de recirculação, como evidenciado na

Figura 7 – Escoamento de Taylor-Couette em cilindros concêntricos lisos. a) Vórtices de Taylor ($Ta > Ta_c$). b) Vórtices de Taylor ondulados ($Ta/Ta_c > 1,2$).

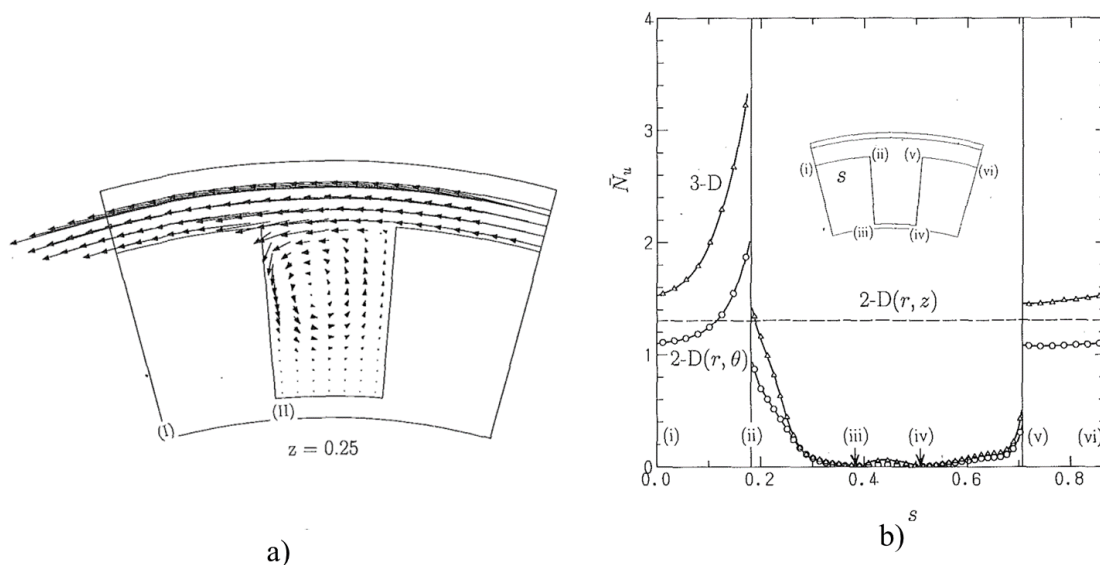


Fonte: Gazley (1958).

Figura 8a. O grande número de possibilidades de geometria dos ressaltos e outras variáveis ainda não permitiu o consenso de generalidades acerca dos escoamentos formados. Enquanto isso, Fénot *et al.* (2011) indicam que o número de Taylor crítico é maior ($Ta_c \sim 3900$) em relação aos cilindros lisos. Ou seja, os ressaltos atrasam a formação dos vórtices de Taylor. Quanto à transferência de calor, a presença dos ressaltos, em geral, melhora a convecção em um regime turbulento. A Figura 8b aponta que a transferência de calor é pobre nas reentrâncias e preponderante na região anular, à luz de maiores números de Nusselt.

Ademais, as regiões pertencentes a cavidade final, como os finais do enrolamento, estator e rotor, são suscetíveis à convecção com o ar interno da máquina elétrica, sendo a transferência de calor intensificada pelo movimento rotativo do rotor. Devido à geometria da cavidade, essa pode ser dividida em duas zonas na direção radial. A primeira é a região entre o final do enrolamento e a carcaça, onde apresenta baixas velocidades e a convecção natural é dominante. Já o ar na segunda região, entre o rotor e o final do enrolamento, está sujeito a movimentação induzida pelo rotor. Zeaiter (2020) e Seghir-Oualil *et al.* (2009) afirmam que o coeficiente de transferência de calor nessa última região pode ser avaliado considerando a simplificação de um disco rotativo em uma cavidade fechada. Assim, o número de Nusselt de tal cavidade com disco rotativo pode ser encontrada nos resultados de Popiel e Bogusławski (1975). Por fim, o trabalho de Dauner (2019) apurou o número de Nusselt na especificidade de cada região sujeita a diferentes zonas de circulação do fluido.

Figura 8 – Escoamento de Taylor-Couette em cilindros concêntricos com reentrâncias. a) Vetores de velocidade. b) Distribuição do número de Nusselt médio.



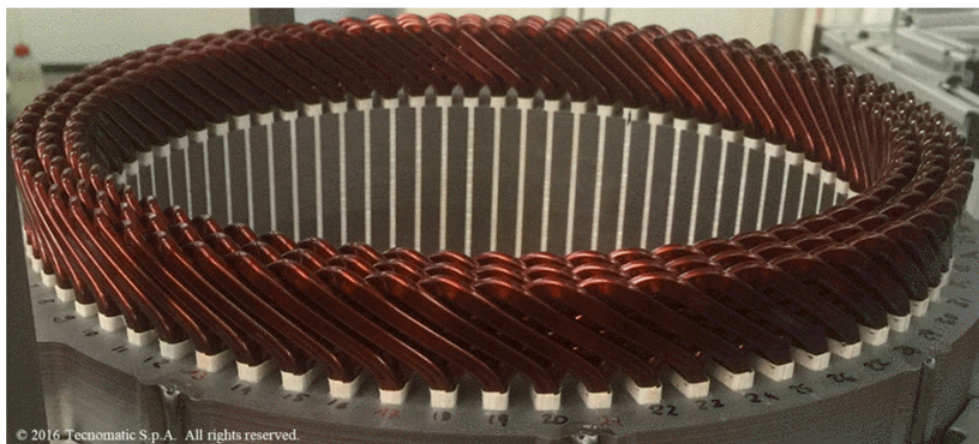
Fonte: Adaptado de Hayase, Humphrey e Greif (1992).

2.3.4 Estratégias de resfriamento

As estratégias de resfriamento de máquinas elétricas podem ser agrupadas em duas abordagens: diminuição da geração ou aumento da dissipação de calor. Entretanto, nem sempre é possível restringir a geração de calor, e, nestes casos, a segunda abordagem é adotada. É importante destacar que as máquinas elétricas de grande porte exigem atenção especial, uma vez que as perdas térmicas aumentam aproximadamente com o cubo das dimensões, ao passo que a área disponível para a troca de calor e remoção da carga térmica é proporcional ao quadrado das dimensões (UMANS, 2014). Assim, diferentes estratégias e abordagens devem ser traçadas para contornar essa disparidade matemática que não favorece naturalmente a dissipação de calor.

Pode-se citar como exemplo da diminuição da geração de calor, o aumento da razão de enchimento no enrolamento, mencionado por Huang (2013). Conforme descrito na Equação (1), o aumento da razão de enchimento impacta de modo contrário em duas variáveis que contribuem para a perda resistiva. Para uma mesma corrente elétrica, aumentar a razão de enchimento propicia o aumento do volume de cobre e a redução da densidade de corrente. Como essa última é levada ao quadrado, ocorre, portanto, a redução da geração térmica pelas perdas desse tipo. A Figura 9 apresenta uma tecnologia de enrolamento que fornece alta razão de enchimento devido ao formato retangular da bobina.

Como mencionado, outra alternativa é a abordagem de resfriamento pelo au-

Figura 9 – Tecnologia de enrolamento *hairpin winding*.

Fonte: Bianchi e Berardi (2018).

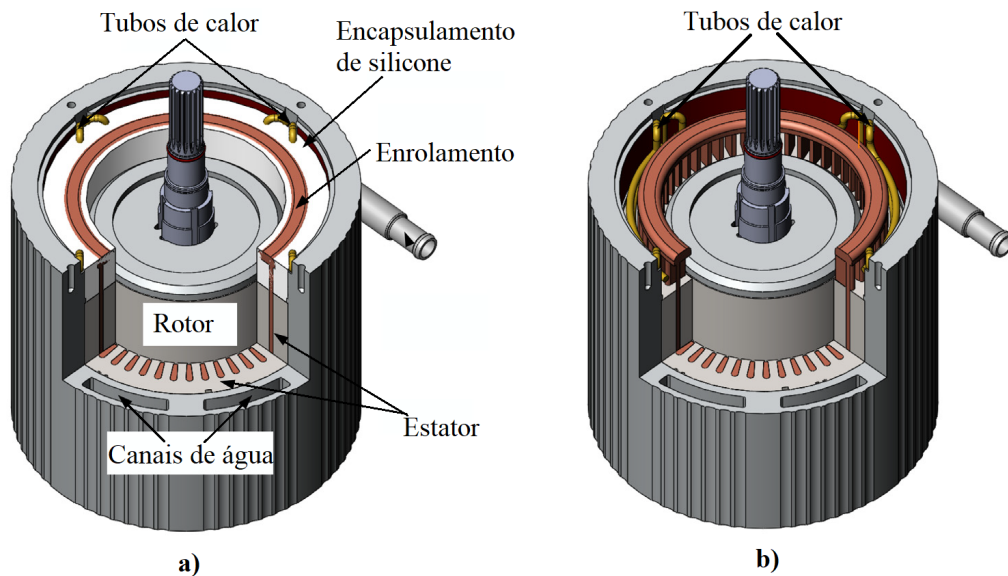
mento da dissipação de calor para um sumidouro. Pode-se, portanto, favorecer a troca de calor pelo resfriamento passivo ou investir recursos que elevem a dissipação (resfriamento ativo), como a convecção forçada de ar ou bombeamento de líquido.

2.3.4.1 Resfriamento passivo

O resfriamento passivo envolve a otimização de fatores geométricos e/ou propriedades térmicas dos componentes. Exemplo do resfriamento passivo por razões de geometria é a inserção de aletas na carcaça, que aumentam a troca de calor externa devido à ampliação da superfície. Além disso, para evitar a fraca convecção da cavidade final de máquinas elétricas herméticas, recomenda-se a utilização de um encapsulamento dessa região por materiais com propriedades propícias para diminuição da resistência térmica formada entre o final do enrolamento e a carcaça. Todavia, Sun *et al.* (2020) alertam sobre a demanda de tempo na fabricação do encapsulamento e a dificuldade de manutenção da máquina após o processo finalizado. A Figura 10a apresenta a representação de uma máquina elétrica que utiliza a técnica do encapsulamento do final do enrolamento com gelatina de silício ($k=2 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$).

Outra tecnologia de resfriamento apontada como tendência devido à altíssima condutividade térmica, baixo peso e baixo custo é a utilização de tubos de calor (SUN *et al.*, 2020). Um tubo de calor é um dispositivo de resfriamento passivo que se baseia na mudança de fase para transferir calor. São compostos por três regiões distinguíveis: evaporador, seção adiabática e condensador, como pode ser observado na Figura 11a. Quando o evaporador absorve calor, o fluido de trabalho nessa extremidade evapora e aumenta a pressão de vapor dentro da cavidade do tubo de calor, conduzindo o fluido para o condensador. No condensador, o vapor perde calor para as paredes do tubo e condensa. O efeito capilar causado pela estrutura porosa transporta o líquido

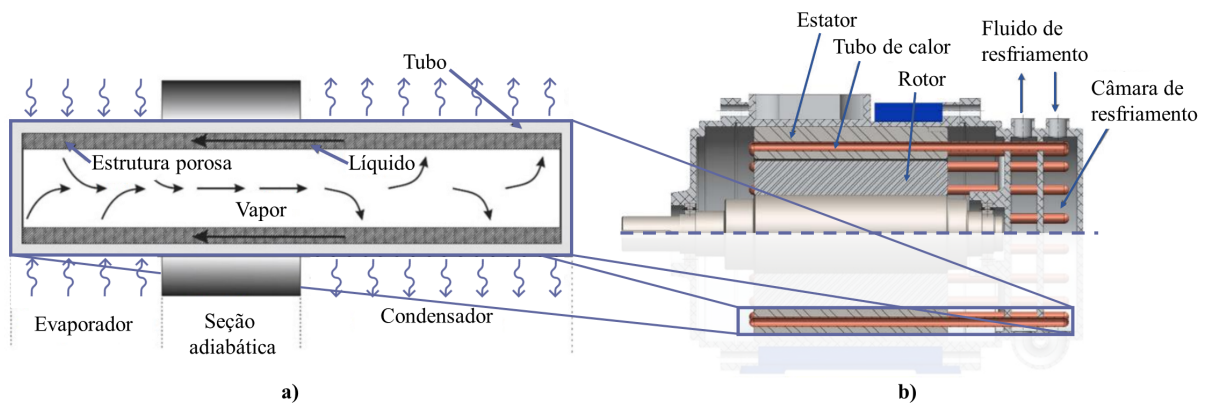
Figura 10 – Motor elétrico sob resfriamento por tubos de calor e camisa de resfriamento. Vistas a) Com e b) Sem encapsulamento no final do enrolamento.



Fonte: Adaptado de Sun *et al.* (2020).

novamente para o evaporador, completando um ciclo.

Figura 11 – a) Princípio de funcionamento de tubos de calor e b) aplicação em uma máquina elétrica.



Fonte: Adaptado de Mantelli (2021) e Hassett e Hodowanec (2009 apud ZEAITER, 2020).

Por fim, mostra-se aparente que a maturidade tecnológica tende ao benefício de dispositivos passivos com mudança de fase aliados à rejeição de calor intensificada por meios externos. Exemplo disso é o estudo de Sun *et al.* (2020), onde a utilização de tubos de calor para o resfriamento do final do enrolamento junto ao encapsulamento da cavidade final acarretou em uma queda de temperatura máxima de 22,9°C em

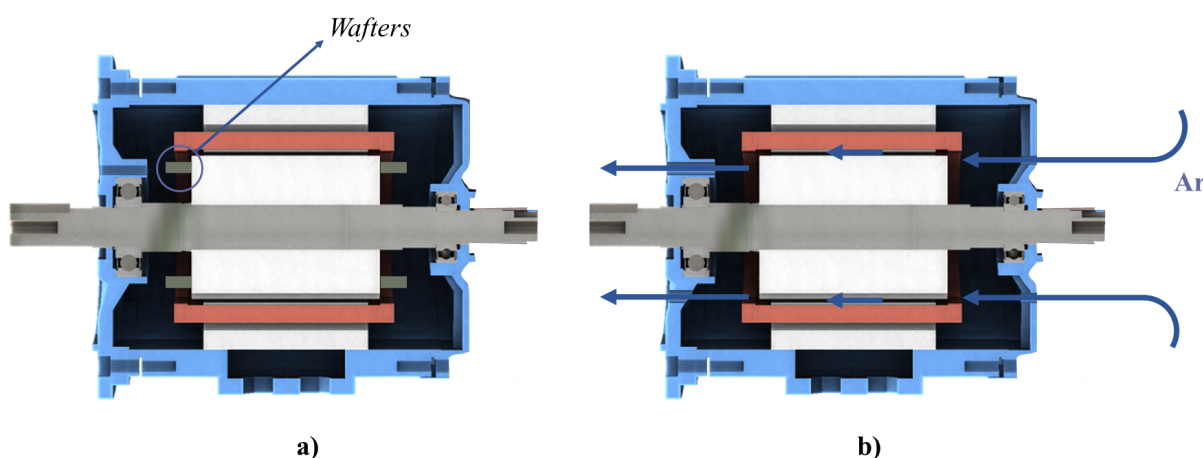
comparação ao motor original. Vale ressaltar que o condensador está rejeitando calor para o sistema de resfriamento por bombeamento de líquido na carcaça. Também, o evaporador do tubo de calor pode estar disposto internamente no estator com maior proximidade da fonte de geração, como apresentado na patente de invenção de Hassett e Hodowanec (2009) (Figura 11b). O condensador dessa patente é acomodado em uma câmara contendo circulação de fluido. Em oposição a isso, somente por diferenças de densidade entre as fases, Bin, Yun e Guohui (2018) mostraram a viabilidade técnica de um sistema evaporativo permeando paralelamente as laminações do estator em uma máquina rotativa de grande porte.

2.3.4.2 Resfriamento ativo

O resfriamento ativo possibilita aumentar as taxas de remoção de calor, por consequência aumenta-se o limite tecnológico para o desenvolvimento de máquinas elétricas com maior potência e eficiência térmica. Nessa estratégia, destacam-se a convecção forçada a ar e o resfriamento por bombeamento de líquido, podendo ser vinculados a utilização de aletas, tubos de calor e/ou canais que causam turbulências no escoamento para potencializar os efeitos de dissipação de calor (ZEAITER, 2020).

Sistemas com convecção forçada a ar são usuais em máquinas de pequeno porte devido à sua eficácia, possuindo a vantagem da abundante disponibilidade do fluido com dispensável intenso pré-tratamento (POLIKARPOVA, M., 2014). Essa estratégia atém-se a classificação da máquina elétrica, ou seja, aberta ou fechada em relação à troca do ar interno e ar ambiente, conforme mostrado na Figura 12.

Figura 12 – a) Máquina elétrica totalmente fechada (hermética) e b) aberta.



Fonte: Próprio autor.

Nessa perspectiva, quanto a essa classificação, diferentes estratégias podem ser traçadas. Voigtlener (2010) propôs um arranjo com guias na tampa defletora de

um motor de indução fechado com resfriamento da carcaça por um ventilador acoplado ao eixo de rotação. Essa modificação estimulou um aumento de cerca de 13% no coeficiente de transferência de calor externo devido à orientação, uniformização e melhor varredura do escoamento na direção das aletas. Além disso, ainda em máquinas elétricas fechadas, podem ser empregados ressaltos no rotor (*wafters*) para intensificar a convecção entre os componentes sólidos e a cavidade final (Figura 12a). A presença desses ressaltos no trabalho de Satrústegui *et al.* (2018) reduziu a temperatura interna, ainda que maiores perdas mecânicas por ventilação foram somadas. Já em máquinas elétricas abertas, o contínuo fornecimento de fluxo de ar aumenta a convecção no interior da máquina, principalmente no entreferro, onde o escoamento de Taylor-Couette-Poiseuille ocorre devido ao sentido axial de velocidade imposto.

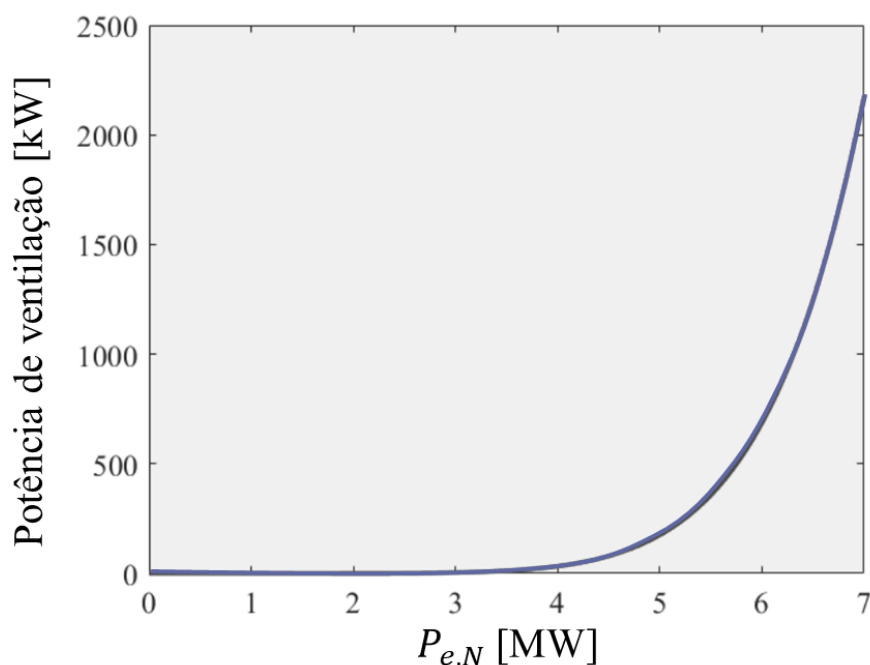
No entanto, os sistemas de resfriamento por convecção forçada a ar podem ser inoportunos em algumas aplicações. Máquinas abertas, por exemplo, podem aspirar sujeira, incrustação biológica e detritos ferromagnéticos para o interior do equipamento, além disso são inconcebíveis em ambientes *offshore* devido à atmosfera corrosiva (POLIKARPOVA, M., 2014). Adicionalmente, máquinas elétricas fechadas de grande porte que dependem somente desse tipo de resfriamento demandam ventiladores de grande potência e dimensão. Semken *et al.* (2012) estimaram por proporcionalidade entre grandezas relevantes a potência de resfriamento por ventilação requerida em função da potência nominal da máquina. A Figura 13 mostra que a potência de ventilação exigida aumenta drasticamente para geradores acima de 4 MW. Diante disso, a remoção de calor dessas máquinas deve visar a escolha de um fluido com melhores propriedades para esse fim.

São os sistemas com recirculação de líquido, portanto, que alcançam maiores capacidades de resfriamento por amparar-se em maiores calores específicos do fluido. Além disso, possuem um sistema fechado mais compacto, apresentam menor ruído e vibração, e possibilitam um melhor controle das especificações do fluido. Há, porém, o ônus de um maior investimento inicial com trocador de calor externo, bombas, linhas de tubulação, além dos riscos de vazamentos, corrosão e depósitos de incrustações que aumentam a resistência térmica à transferência de calor (POLIKARPOVA, M., 2014).

Outra vantagem é o fato de que o circuito de resfriamento formado pode ser integrado ao sistema de arrefecimento do WECS. Yuan (2008 apud JIANG, 2010) propôs um sistema de resfriamento para WECS de elevada potência com dois sistemas independentes. O primeiro é responsável pelo resfriamento a óleo da caixa de engrenagens, sendo o óleo posteriormente resfriado pelo ar externo à nacele. De forma paralela, outro fluido resfria o gerador e o conversor e, então, é encaminhado para o trocador de calor externo para completar um ciclo.

Ademais, o resfriamento por bombeamento de líquido pode ser classificado em dois tipos em relação à trajetória interna do circuito na máquina elétrica, como ilustrado

Figura 13 – Potência de ventilação como função da potência nominal. Para um gerador de 4 MW a potência de ventilação necessária é 50 kW.



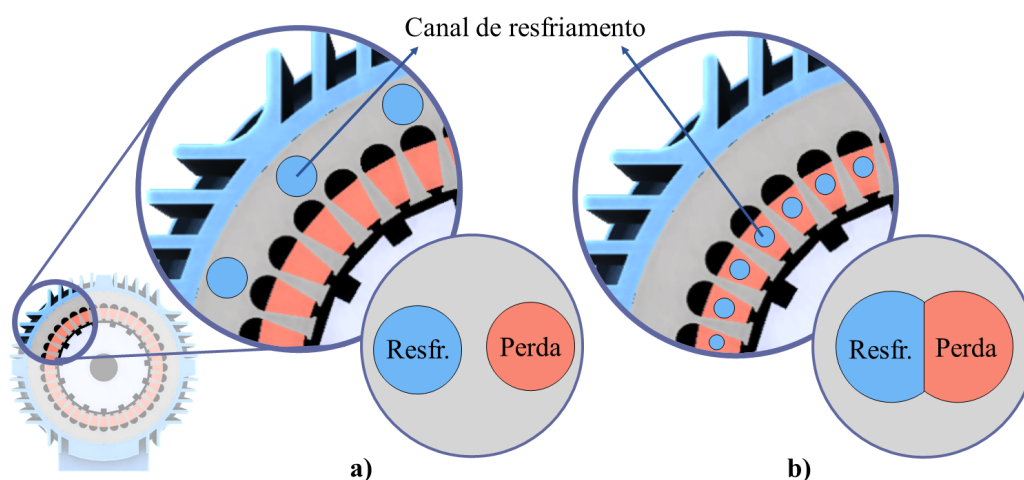
Fonte: Adaptado de Semken *et al.* (2012).

na Figura 14: resfriamento indireto ou direto. O resfriamento indireto é composto por canais radiais ou axiais que atravessam o núcleo do estator ou dispostos na carcaça, cobrindo todo o comprimento da máquina elétrica, constituindo uma camisa de resfriamento. Já o resfriamento direto é configurado para a passagem do fluido em dutos ou canais montados em contato com as camadas do enrolamento ou no seu interior. Assim, as perdas resistivas no condutor podem ser absorvidas diretamente com menor resistência térmica (UMANS, 2014).

O resfriamento indireto é visto como uma alternativa aos desafios construtivos e risco de vazamento promovidos pelo sistema de resfriamento direto dos condutores. No trabalho de Cavazzuti *et al.* (2019) a camisa de água auxiliou na dispersão de 99,5% da potência térmica gerada em um motor elétrico com ímãs permanentes para aplicação de veículos de Fórmula E. Entretanto, em sua análise térmica de um PMSG com transmissão direta para WECS de 8 MW, M Polikarpova (2014) menciona o risco de superaquecimento dessa aplicação em condições transientes de sobrecarga. Sendo assim, em aplicações de grande porte, o resfriamento direto representa considerável solução térmica devido à maior facilidade da remoção de calor nas regiões de pontos quentes da máquina.

Nesse sentido, a escolha do fluido é essencial para o projeto do sistema de resfriamento. A água é o fluido mais comumente utilizado devido à disponibilidade,

Figura 14 – Arranjo de resfriamento por bombeamento de líquido de forma a) indireta e b) direta.



Fonte: Próprio autor.

baixa viscosidade e alto calor específico, embora deva-se incorporar aditivos para o controle da corrosividade e inibir eventual congelamento ou ebulição. Para evitar o congelamento em regiões climáticas com essa possibilidade, glicóis são adicionados para diminuir o ponto de solidificação da água. Contudo, essa adição pode ocasionar uma redução de 28% a 42% na performance térmica em relação a utilização da água pura, como expresso por Sharar, Jankowski e Morgan (2010).

Ainda ao que tange a utilização da água, estudos têm sido conduzidos para a incorporação de nanopartículas ao fluido visando o aprimoramento das propriedades térmicas. Deriszadeh e Monte (2020) adicionaram nanopartículas de óxido de alumínio à água do sistema de resfriamento por camisa de resfriamento, com o objetivo de elevar a condutividade térmica. Como resultado, verificaram um aumento da capacidade de refrigeração em 40%, em compensação foi conferido aumento da perda de carga do sistema.

3 METODOLOGIA

Este capítulo trata da metodologia para o cumprimento dos objetivos. Assim, são apresentados as características de projeto do gerador de estudo, bem como a estratégia de resfriamento proposta. O método escolhido de avaliação do problema físico foi simulação numérica.

3.1 DESCRIÇÃO DO GERADOR

O objeto de estudo é um gerador síncrono de ímãs permanentes trifásico, projetado para fornecer 10 MW de potência elétrica em condições nominais. No trem de potência do WECS, esse gerador seria disposto em uma configuração com transmissão direta, concedendo menores rotações de trabalho, elevado diâmetro e grande número de polos magnéticos ao projeto do gerador. A velocidade de rotação nominal é de 10 rpm, o diâmetro do entreferro é 12,5 m e o gerador detém 320 polos magnéticos. Além disso, a densidade de corrente é $4 \cdot 10^6$ A/m² nos enrolamentos do estator, envolvidos por uma camada de isolante classe B com 3 mm de espessura. Em suma, as especificações do gerador são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros de entrada para a condição nominal.

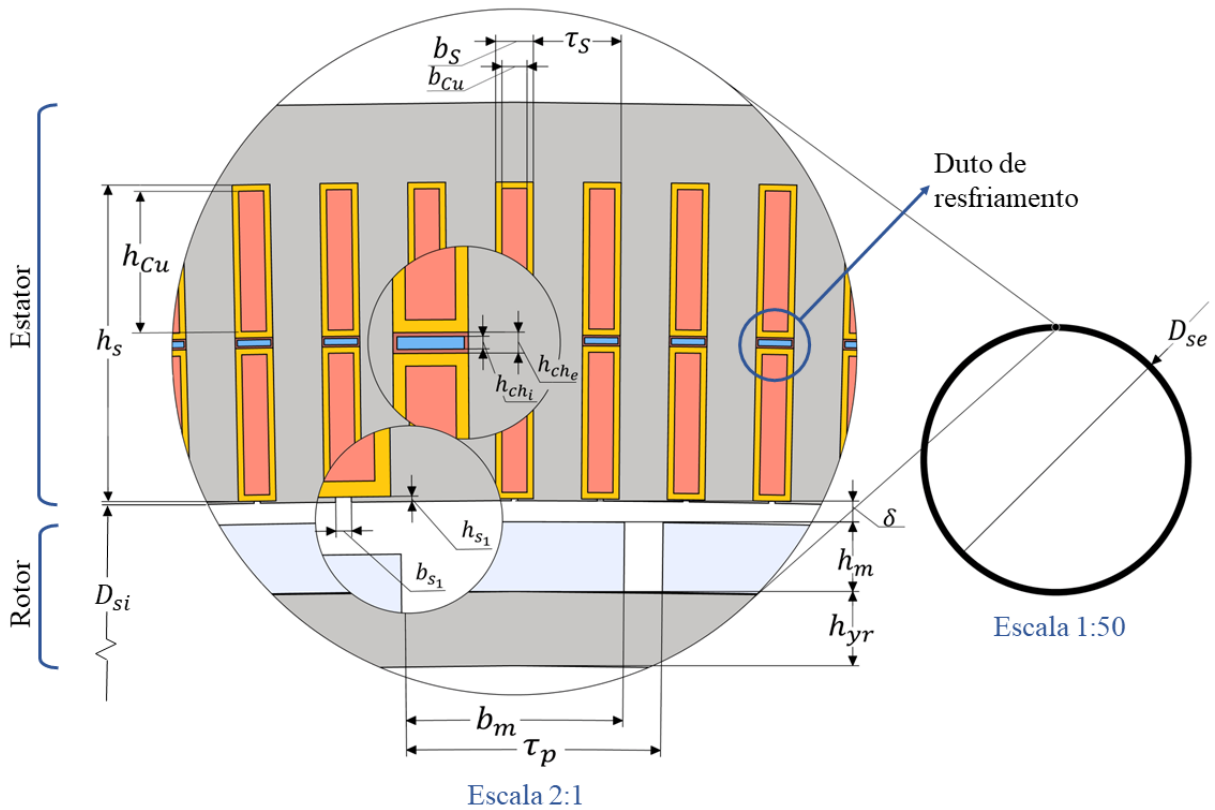
Parâmetro	Variável	Valor	Unidade
Potência elétrica nominal de saída	$P_{e,N}$	10	MW
Número de polos magnéticos	N_p	320	-
Rotação	n	10	rpm
Tensão de linha RMS	$V_{L,rms}$	4000	V
Número de fases	N_f	3	-
Densidade de corrente	J_s	$4 \cdot 10^6$	A/m ²
Diâmetro interno do estator	$D_{s,i}$	12,5	m
Número de ranhuras por polo e fase	N_{rpf}	1	-
Pico de fluxo magnético no dente do estator	$B_{d,max}$	1,6	T
Pico de fluxo magnético na coroa do estator	$B_{c,max}$	1,1	T
Espessura do isolamento	h_j	$3 \cdot 10^{-3}$	m
Comprimento do entreferro	δ	$10 \cdot 10^{-3}$	m

Esses dados são utilizados como parâmetros de entrada para delinear o projeto dimensional do gerador. Nesse sentido, uma ferramenta em desenvolvimento no Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET/UFSC), fundamentada em modelos e recomendações da literatura técnica de Pyrhonen, Jokinen e Hrabovcova (2013), Hendershot Jr. e Miller (2010) e Grauers (1996), foi empregada para obtenção dessa resposta. Como resultado, a Tabela 3 e a Figura 15 apresentam os parâmetros geométricos utilizados para o gerador.

Tabela 3 – Parâmetros geométricos do gerador.

Parâmetro	Descrição	Valor [m]
b_{Cu}	Largura do enrolamento	0,0120
b_m	Largura do ímã	0,1043
b_s	Largura da ranhura do estator	0,0180
b_{s1}	Abertura da ranhura do estator	0,0030
D_{se}	Diâmetro externo do estator	12,8795
D_{si}	Diâmetro interno do estator	12,5000
h_{che}	Altura externa do canal de resfriamento	0,0050
h_{chi}	Altura interna do canal de resfriamento	0,0030
h_{Cu}	Altura do enrolamento	0,0669
h_m	Altura do ímã	0,0332
h_s	Altura da ranhura (excluindo a ponta do dente)	0,1507
h_{s1}	Altura da ponta do dente	0,0010
h_{yr}	Altura da coroa do rotor	0,0353
L_s	Comprimento do estator	0,9204
τ_p	Passo do polo	0,1227
τ_s	Passo da ranhura	0,0409

Figura 15 – Vista frontal do PMSG de estudo. Modelo CAD.

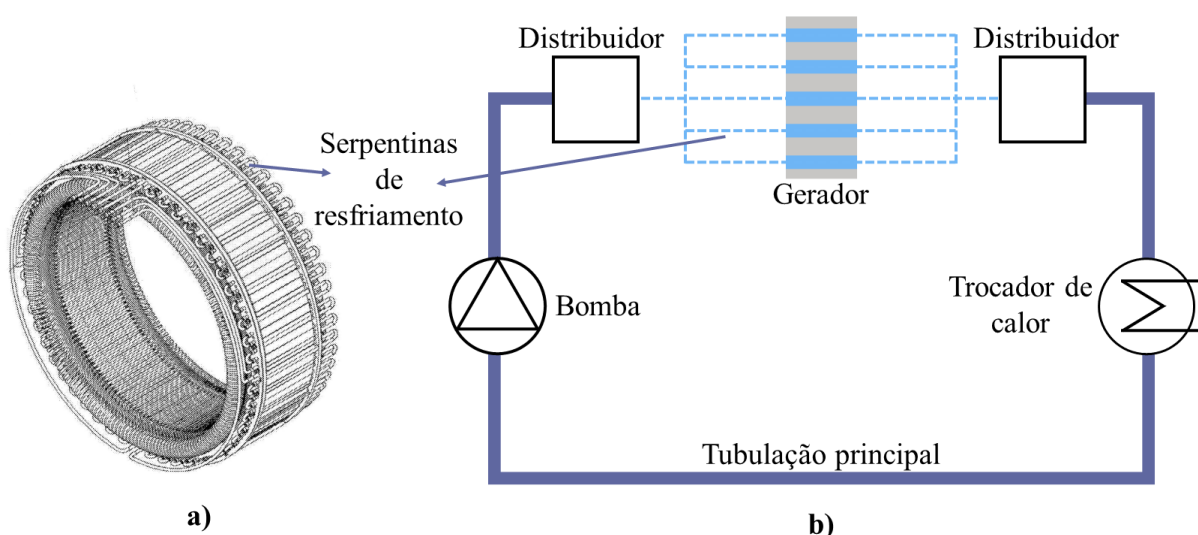


Fonte: Próprio autor.

3.1.1 Estratégia de resfriamento

Nota-se pela Figura 15 que a geometria do gerador foi implementada com a estratégia de resfriamento escolhida, o resfriamento direto por bombeamento de líquido. Dutos retangulares de cobre de 1 mm de espessura com fluxo de água em seu interior são dispostos entre as camadas do enrolamento e atravessam axialmente os *slots* do estator. A Figura 16 evidencia o esquema das serpentinas no gerador, bem como o circuito de transferência de calor que integra conceitualmente o ciclo de refrigeração da máquina. Esses dutos podem estar conectados em série em forma de passes, e, então, as serpentinas em paralelo são responsáveis por resfriar o gerador. Neste trabalho, um arranjo comparativo formado por até três passes entre os 960 *slots* do estator foi proposto, totalizando, portanto, 960, 480 e 320 serpentinas de resfriamento.

Figura 16 – a) Disposição das serpentinas no gerador e b) circuito de transferência de calor do sistema.



Fonte: a) Lei *et al.* (2016) e b) adaptado de Bravo (2022).

3.2 MODELO NUMÉRICO DO GERADOR

A análise do problema físico foi realizada por meio de experimentações numéricas. A tarefa do método numérico para esse fim é obter a solução das complexas equações governantes de forma aproximada, não exata, porém com confiabilidade. Para isso, é imperativo que haja adequada formulação do modelo matemático com as respectivas descrições dos fenômenos físicos que pertencem ao problema. A escolha do modelo matemático deve visar o comportamento dinâmico do escoamento e da transferência de calor do domínio, com tempos de solução e recursos computacionais

não-proibitivos (VOIGDLENER, 2010). Assim, algumas hipóteses foram necessárias para a simplificação do modelo, mantendo a estima pela fenomenologia física e influenciando diretamente os termos das equações do modelo matemático. São estas:

- i. Regime permanente;
- ii. Tridimensionalidade;
- iii. Forças de campo gravitacional negligenciadas;
- iv. Escoamento incompressível;
- v. Propriedades constantes;
- vi. Transferência de calor por radiação negligenciadas;
- vii. Tratativa do entreferro como um sólido com condutividade térmica efetiva;
- viii. Contato perfeito entre os domínios sólidos;
- ix. Escoamento turbulento.

Essa última hipótese introduz uma dificuldade adicional ao problema, necessitando incorporar duas grandezas e, por consequência, duas equações ligadas à turbulência. O modelo utilizado para tratar o escoamento turbulento é o modelo κ - ε RNG (modelo de renormalização κ - ε), onde as novas grandezas escalares são a energia cinética turbulenta κ e a dissipação da energia cinética turbulenta ε . Diante disso, dependendo do domínio do gerador, a modelagem do escoamento e transferência de calor forma um sistema completo de sete equações e sete incógnitas (u , v , w , p , κ , ε , T) que deve ser resolvido para a determinação dos campos de velocidade e temperatura.

Para o desenvolvimento dessa tarefa, é utilizado o *software* comercial Ansys Fluent versão 2022 R2. O Fluent resolve numericamente as equações de transporte do modelo matemático baseado no método dos volumes finitos em um processo de solução segregada e com arranjo de variáveis na malha co-localizado (ANSYS, 2013a). Em suma, o método consiste em discretizar o domínio em volumes de controle, formular equações integrais de conservação, aproximar numericamente as integrais para formar equações algébricas, aplicar as equações e computar as variáveis dependentes de cada volume em uma relação que inclua os valores existentes e os desconhecidos das células vizinhas, formar um sistema de equações lineares e resolvê-lo (ANSYS, 2013a; OSSES, 2016).

Inicialmente, o domínio é decomposto em n volumes de controle, formando uma malha computacional. Após isso, as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento, conservação da energia e estado são integradas por aproximações numéricas e aplicadas para cada volume de controle da malha. Os valores das variáveis nas faces dos volumes de controle foram, neste trabalho, aproximados

utilizando o esquema de interpolação *Upwind* de primeira ordem para os termos advectivos das equações da quantidade de movimento, energia cinética turbulenta e dissipação da energia cinética turbulenta, e *Upwind* de segunda ordem para os termos da equação da conservação da energia. Por padrão do software, os termos difusivos são aproximados por diferenças centrais de segunda ordem, bem como a estimativa da pressão nas interfaces das células (ANSYS, 2013a).

Como parte da metodologia prevista pela natureza segregada do processo de solução das equações algébricas, é necessária uma equação evolutiva para cada variável (MALISKA, 2017). Então, ao aplicar as equações nos volumes, adicionalmente é preciso de equações evolutivas para a variável da pressão, que é obtida do tratamento do acoplamento pressão-velocidade. O algoritmo escolhido para este acoplamento foi o SIMPLE (*Semi IMPLICIT Linked Equations*).

Por fim, o método prevê a linearização e montagem das equações contento as incógnitas de todo o problema em uma estrutura de sistema algébrico. Assim, sistemas lineares provenientes das equações governantes são resolvidos de forma sequencial (segregada) e as variáveis dependentes evoluem iterativamente até a convergência do método. Um resíduo numérico inferior a $1 \cdot 10^{-6}$ foi estabelecido como critério para a convergência.

3.2.1 Geometria e discretização do modelo

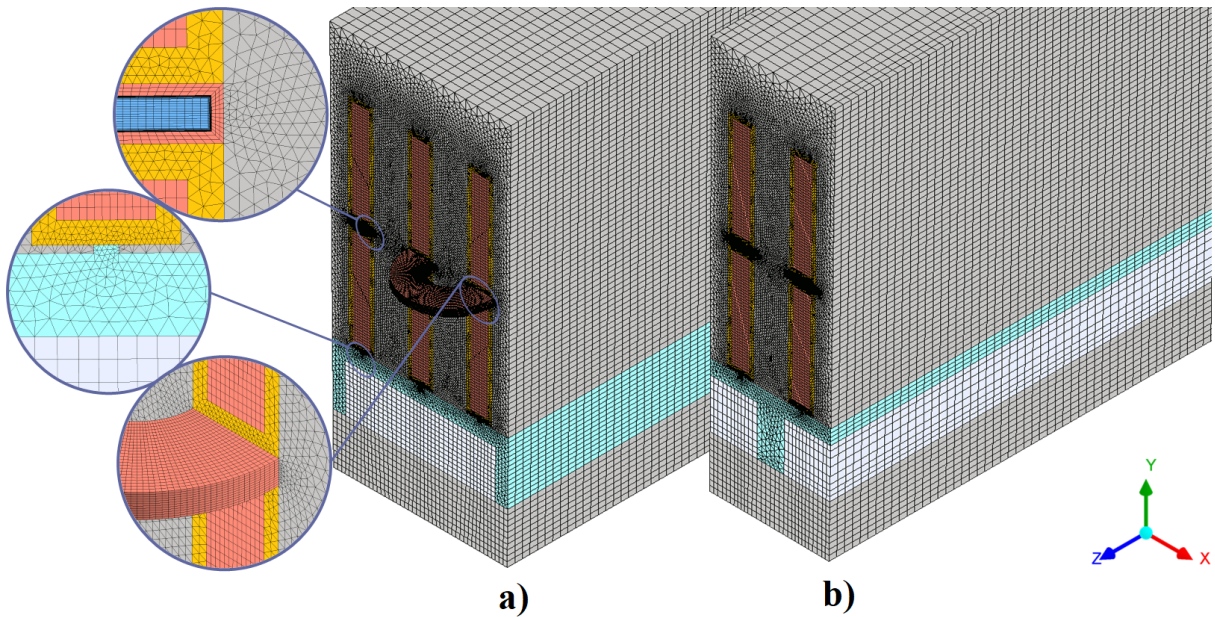
Duas geometrias foram selecionadas com porções de 3/960 e 2/960 do gerador completo com a finalidade de reduzir o tamanho da malha e, assim, a solicitação computacional. Essa escolha baseou-se em atender o critério da repetição periódica rotacional que o gerador apresenta, considerando os passes da serpentina de resfriamento. A Figura 17 apresenta as duas frações de geometria.

Essas geometrias foram discretizadas com o auxílio do gerador de malha Ansys Mesh. A malha é classificada como uma malha híbrida em relação a possuir elementos prismáticos triangulares e elementos hexaédricos, sendo esse último escolhido em domínios geométricos de menor complexidade, como no estator, ímã permanente, enrolamento, duto e no domínio do fluido de resfriamento. Além disso, constitui-se uma malha conforme (*conformal mesh*), ou seja, os nós das células nas interfaces de um domínio são conectados diretamente aos nós adjacentes das células do outro domínio.

Neste trabalho as incertezas em relação à discretização do modelo são estimadas e reportadas pelo método GCI (*Grid Convergence Method*). Segundo Kwaśniewski (2013), esse método aplica o conceito de extrapolação de Richardson para determinar a ordem de convergência e estimar o resultado da solução assintótica. Para isso, necessita-se do resultado numérico de três malhas com distintos graus de refinamento. O GCI obtido pode ser lido como a diferença porcentual da solução obtida da malha mais refinada e do valor assintótico, sendo também uma predição do quanto a solução

numérica mudaria com um novo refinamento de malha. A descrição das três malhas utilizadas para as duas porções de geometria de estudo são apresentadas na Tabela 4, onde consta o tamanho e o fator de refinamento entre as Malhas 3 e 2, r_{32} , e entre as Malhas 2 e 1, r_{12} . A metodologia para o cálculo do GCI encontra-se no Anexo A.

Figura 17 – Representação da Malha 2 nas geometrias selecionadas. Porções de a) 3/960 e b) 2/960 do gerador completo.



Fonte: Próprio autor.

3.2.2 Materiais

Os valores atribuídos de massa específica (ρ), calor específico (c_p), condutividade térmica (k) e viscosidade dinâmica (μ) para cada domínio do gerador são apresentados na Tabela 5. Salienta-se que as não homogeneidades do enrolamento e do núcleo ferromagnético configuram uma condição de anisotropia da condutividade térmica. Assim, ao que tange ao enrolamento, as equações de homogeneização apresentadas por Zeaiter (2020) foram utilizadas para obter as propriedades equivalentes e, então, compensar as diferentes propriedades dos materiais que formam um único domínio do modelo. Para isso, simplificou-se o enrolamento como um material de dois componentes: fibras cilíndricas de cobre dispostas em um material matriz, o isolante elétrico. Segue as equações de homogeneização do enrolamento:

$$k_{radial}^{eq} = k_{tangencial}^{eq} = k_{iso} \frac{(1 + F_{Cu}) k_{Cu} + (1 - F_{Cu}) k_{iso}}{(1 - F_{Cu}) k_{Cu} + (1 + F_{Cu}) k_{iso}} \quad (16)$$

$$\rho^{eq} = [\rho_{Cu} F_{Cu} + \rho_{iso} (1 - F_{Cu})] \quad (17)$$

Tabela 4 – Malhas computacionais e fatores de refinamento nos domínios do gerador.

2/960 1 passe	Número de elementos			Volume [cm ³]	r_{32}	r_{21}
	Malha 1	Malha 2	Malha 3			
Estator	3.269.768	1.331.100	547.056	95,062	1,35	1,35
Isolante	1.271.250	521.304	206.712	18,743	1,36	1,35
Enrolamento	1.057.680	407.160	146.160	29,534	1,41	1,37
Duto	206.112	79.344	25.984	0,773	1,45	1,37
Fluido	849.760	377.580	171.680	0,884	1,30	1,31
Entreferro	308.264	132.762	55.100	13,197	1,34	1,32
Ímã	117.520	33.408	13.920	19,275	1,34	1,52
Rotor	135.600	52.200	20.300	26,322	1,37	1,37
Total	7.215.954	2.934.858	1.186.912			

2/960 2 passes	Número de elementos			Volume [cm ³]	r_{32}	r_{21}
	Malha 1	Malha 2	Malha 3			
Estator	3.271.576	1.326.576	541.024	95,062	1,35	1,35
Isolante	1.268.990	516.084	205.088	18,743	1,36	1,35
Enrolamento	1.057.680	407.160	146.160	29,534	1,41	1,37
Duto	343.140	102.144	33.488	0,800	1,45	1,50
Fluido	1.131.760	486.080	221.260	0,915	1,30	1,33
Entreferro	309.620	132.066	46.980	13,197	1,41	1,33
Ímã	117.520	33.408	13.920	19,275	1,34	1,52
Rotor	135.600	52.200	20.300	26,322	1,37	1,37
Total	7.635.886	3.055.718	1.228.220			

3/960 3 passes	Número de elementos			Volume [cm ³]	r_{32}	r_{21}
	Malha 1	Malha 2	Malha 3			
Estator	4.833.914	2.099.484	861.184	142,593	1,35	1,32
Isolante	1.639.404	744.720	302.992	28,115	1,30	1,35
Enrolamento	1.337.016	597.168	219.240	44,301	1,40	1,31
Duto	430.320	155.952	48.200	1,214	1,48	1,40
Fluido	1.760.400	727.776	306.552	1,388	1,33	1,34
Entreferro	506.918	199.404	54.948	16,752	1,54	1,36
Ímã	193.908	79.344	29.232	31,957	1,39	1,35
Rotor	183.964	76.560	31.552	39,483	1,34	1,34
Total	10.885.844	4.680.408	1.853.936			

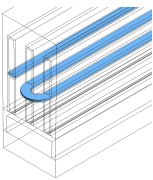
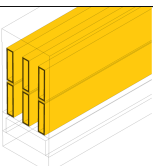
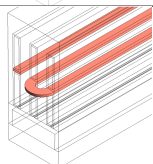
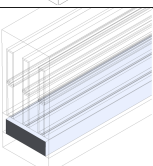
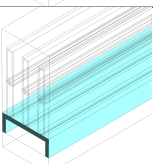
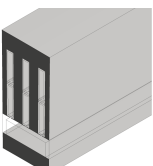
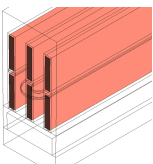
$$c_p^{eq} = c_{p,Cu} F_{Cu} \frac{\rho_{Cu}}{\rho^{eq}} + c_{p,iso} (1 - F_{Cu}) \frac{\rho_{iso}}{\rho^{eq}} \quad (18)$$

sendo k^{eq} a condutividade térmica equivalente do enrolamento, k_{iso} a condutividade do isolante elétrico (Nomex), $F_{Cu} = 0,9$ o fator de enchimento e k_{Cu} a condutividade térmica do cobre. ρ^{eq} é a massa específica equivalente do enrolamento, enquanto ρ_{Cu} e ρ_{iso} são as massas específicas do cobre e do isolante elétrico, respectivamente. c_p^{eq} é o calor específico equivalente do enrolamento, $c_{p,Cu}$ e $c_{p,iso}$ o calor específico do

cobre e do isolante elétrico, respectivamente.

Além disso, as propriedades do núcleo ferromagnético foram adotadas de acordo com a literatura de Grauers (1996), M Polikarpova (2014) e Zeaiter (2020).

Tabela 5 – Propriedades dos materiais utilizados no modelo.

Domínio	Material	Propriedade	Valor	Unidade	
Líquido de Resfriamento		Água	ρ	998,2	kg/m ³
			c_p	4182	J/(kg·K)
			k	0,6	W/(m·K)
			μ	0,001003	kg/(m·s)
Isolamento		Nomex ¹	ρ	1380	kg/m ³
			c_p	1260	J/(kg·K)
			k	0,25	W/(m·K)
Duto		Cobre	ρ	8978	kg/m ³
			c_p	381	J/(kg·K)
			k	387,6	W/(m·K)
Ímã		NdFeB	ρ	7500	kg/m ³
			c_p	502,08	J/(kg·K)
			k	8,95	W/(m·K)
Entreferro		Ar (Efetivo)	ρ	0,9646	kg/m ³
			c_p	1011	J/(kg·K)
			k_{ef}	0,0716	W/(m·K)
Estator e Rotor		Ferro	ρ	7600	kg/m ³
			c_p	460	J/(kg·K)
			k_{radial}	38	W/(m·K)
			$k_{tangencial}$	38	W/(m·K)
			k_{axial}	4,43	W/(m·K)
Enrolamento		Cobre	ρ	8218,2	kg/m ³
			c_p	396,1	J/(kg·K)
			k_{radial}	4,7	W/(m·K)
			$k_{tangencial}$	4,7	W/(m·K)
			k_{axial}	387,6	W/(m·K)

¹ Classe B de isolamento elétrico (ABNT, 2017).

Por fim, com intuito de diminuir os recursos computacionais, por diminuir as

equações do modelo matemático nesse domínio, o entreferro foi tratado como um sólido com uma condutividade térmica efetiva. Essa tratativa é baseada na definição de que o fluido estacionário fictício transfere a mesma quantidade de calor que o fluido real em movimento (INCROPERA *et al.*, 2014; MADEMLIS; MARGARIS; XYPTERAS, 2000). Assim, a condutividade térmica efetiva é descrita pelas Equações (19)-(21), obtidas a partir do trabalho experimental de Ball, Farouk e Dixit (1989), validas para condições de $0,437 < \eta < 1$, convecção forçada, ar como fluido de trabalho ($Pr=0,7$) e geometria formada por cilindros concêntricos lisos. Devido a essa última condição, a espessura do entreferro com ressaltos formados pelos ímãs permanentes é corrigida para uma espessura equivalente em um cilindro liso, conforme proposto por Seghir-Oualil *et al.* (2009) e expressa na Equação (22).

$$k_{ef} = 0,069 k_{ar} \eta^{-2,9084} Re_r^{0,4614} \ln(3,3361 \eta) \quad (19)$$

$$\eta = \frac{r_{r,eq}}{r_{s,eq}} \quad (20)$$

$$Re_r = \frac{r_{r,eq} \delta_{eq} n}{\nu_{ar}} \quad (21)$$

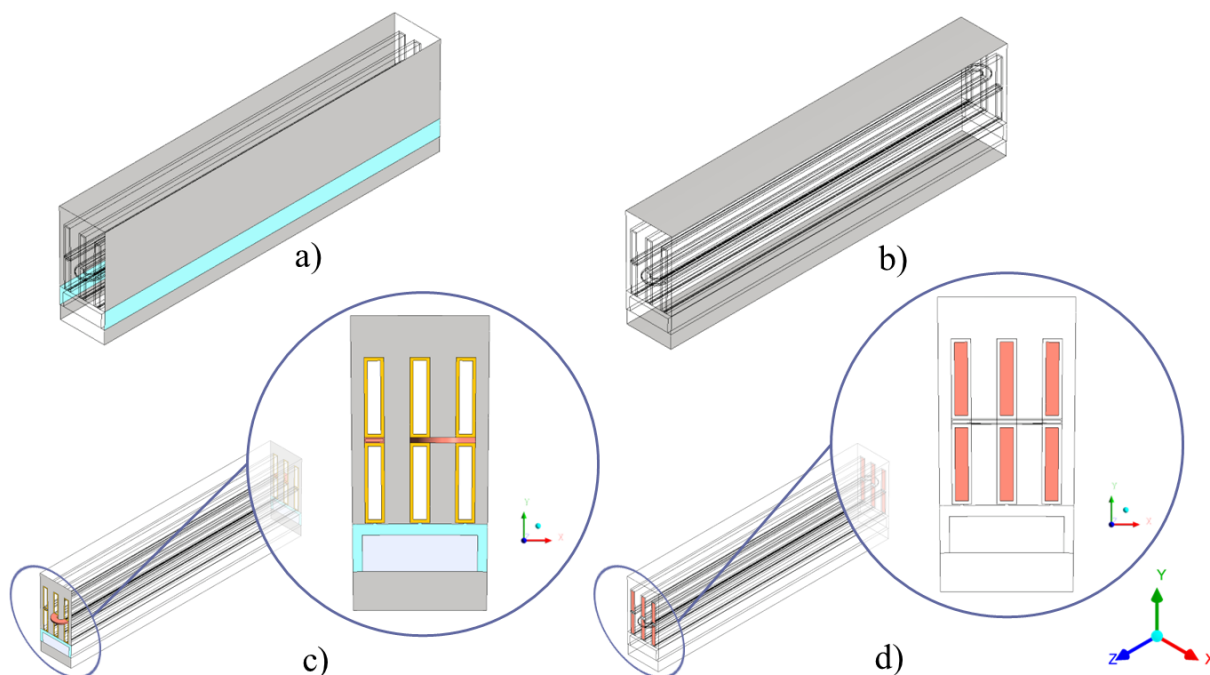
$$\delta_{eq} = \frac{D_h}{2} = \frac{2S}{P} \quad (22)$$

onde, k_{ef} é a condutividade térmica efetiva do entreferro, k_{ar} é a condutividade térmica do ar ($0,032 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$), η é a razão entre o raio externo equivalente do rotor ($r_{r,eq} = 0,5D_{sj} - \delta - h_m + \delta_{eq}$) e o raio interno equivalente do estator ($r_{s,eq} = r_{r,eq} + \delta_{eq}$), Re_r é o número de Reynolds rotacional, δ_{eq} é a espessura equivalente do entreferro, n é a rotação nominal do gerador e ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar. S e P são a área da seção transversal e o perímetro do entreferro, respectivamente.

3.2.3 Condições de contorno e termos fonte

A Figura 18 apresenta as interfaces do domínio de estudo onde foram aplicadas as condições de contorno de periodicidade e fluxo de calor prescrito. Devido à fragmentação geométrica e à escolha da utilização de apenas uma unidade de repetição periódica, a interface destacada na Figura 18a foi configurada com a condição de contorno de periodicidade rotacional. Vale ressaltar que a condição de contorno de simetria para, somente, um passe da serpentina de resfriamento poderia ser aplicada, alternativamente. Entretanto, para mais passes com as geometrias propostas, seria um equívoco considerá-la. Isso deve-se ao fato de que o algoritmo do *software* Ansys Fluent assume uma condição de fluxo difusivo e advectivo nulo na interface de simetria (ANSYS, 2013b), o que não ocorreria fisicamente na presença de dois ou mais passes, devido às diferenças de temperaturas radiais e tangenciais entre os *slots*.

Figura 18 – Localização das condições de contorno aplicadas no modelo.



Fonte: Próprio autor.

Ademais, a condição de fluxo de calor nulo (adiabática) foi aplicada nas interfaces destacadas na Figura 18b. Tanto na parte superior quanto na inferior do domínio assume-se que há uma resistência térmica elevada e o fluxo de calor desprezável. Essa condição também foi aplicada nas interfaces apontadas na Figura 18c, onde assume-se que a cavidade final participa minimamente na troca de calor com essas faces, devido às zonas de recirculação de fluido e à não renovação do ar interno. Em suma, fisicamente toda a dissipação de calor é incumbida ao sistema de resfriamento proposto, as serpentinas de resfriamento.

Nas faces destacadas da Figura 18d, uma condição de fluxo de calor uniforme prescrito foi aplicada. Esse fluxo abarca a geração de calor do final do enrolamento, e que não está representado no domínio computacional. Para isso, esse cobre sobressalente “fictício” foi considerado com uma temperatura de 130°C (T_{Cu}) e com um volume estimado. Assim, as perdas por efeito Joule foram calculadas conforme as Equações (1) e (2) e divididas pela área frontal do cobre ($b_{Cu} \times h_{Cu}$), presumindo-se, também, ausência da troca de calor entre o final do enrolamento e a cavidade final. Como resultado, o fluxo de calor utilizado foi, portanto, $38,4 \text{ kW/m}^2$.

As perdas térmicas nos elementos funcionais do gerador foram modeladas fisicamente de acordo com as equações da Seção 2.3.1 por unidade de volume e impostas aos domínios como uma geração de calor interna constante. As magnitudes dessas perdas podem ser observadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Magnitude da taxa de geração de calor nos domínios do gerador.

Domínio	Perda	Valor [kW/m ³]	
Coroa do estator	Histerese	20,01	28,06 ¹
	Corrente parasita	8,05	
Dente do estator	Histerese	25,40	61,39 ²
	Corrente parasita	23,66	
	Adicional	12,33	
Ímã	Corrente parasita	9,04 (9,99 ³)	
Enrolamento	Efeito Joule	$P_{Cu} (T_{Cu})$	

¹ Valor total na coroa do estator

² Valor total no dente do estator

³ Valor no ímã para a geometria 2/960: 9,99 kW/m³

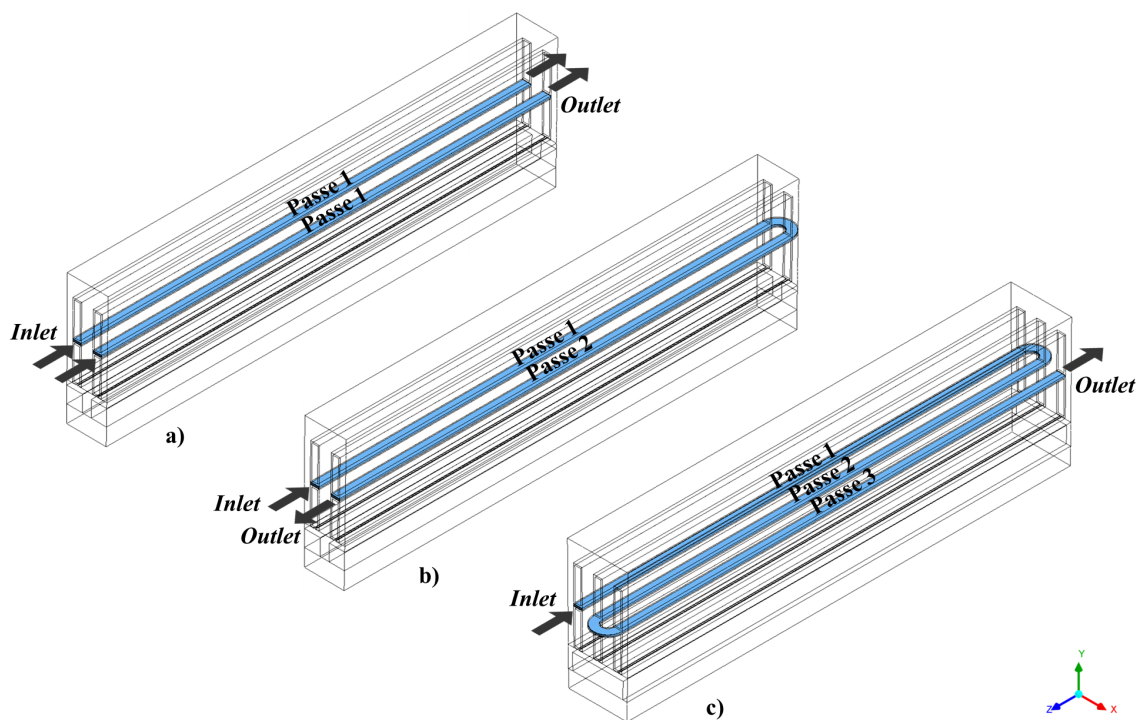
Nota-se que as perdas no enrolamento não constituem uma geração de calor constante e uniforme devido à dependência da resistividade elétrica com a temperatura. Para modelar essa perda em função da variável de temperatura, foi definida uma função definida pelo usuário (UDF - *User Defined Function*) para ser implementada durante a rotina de solução do *software* (Apêndice A). Além disso, a distinção entre as regiões do estator foi realizada por meio de outra UDF (Apêndice B) que aplica determinada taxa de geração volumétrica em função das coordenadas dos centroides das células da malha. Ou seja, dentro de um raio de circunferência de 6,4017 m, aplica-se o valor calculado para o dente. Caso contrário, aplica-se o valor para a coroa do estator.

É importante destacar que a porção 2/960 de geometria do gerador não preserva a relação de volume do ímã por número de *slots* do estator comparada a outra porção de geometria escolhida. Isto é, o volume do ímã dessa geometria é menor de forma não proporcional ao número de sumidouros de calor dispostos entre os *slots* das duas geometrias. Assim, caso fosse utilizada a perda térmica obtida pela Equação (7) como taxa de geração volumétrica nessa geometria, a magnitude da taxa (em watt) seria não proporcionalmente menor à geometria 3/960. Suscitando-se a ideia de que há de haver uma compensação da magnitude da perda devido a esse menor volume. Dessa forma, para que as perdas das duas geometrias de trabalho fossem proporcionalmente análogas, a taxa de geração aplicada ao ímã da geometria 2/960 corresponde ao valor apresentado na Tabela 6, que mantém a relação da perda do ímã (W) por número de *slots* da geometria 3/960.

O arranjo dos passes das serpentinas de resfriamento nas geometrias de estudo pode ser observado na Figura 19. No local de entrada (*inlet*), foi especificada a vazão mássica de líquido a 40°C como condições de contorno fluidodinâmica e térmica, respectivamente. Na saída dos passes (*outlet*), a condição aplicada foi de pressão (manométrica) especificada a 0 Pa. As vazões aplicadas como condições de contorno

encontram-se na quarta coluna da Tabela 7.

Figura 19 – Interfaces de entrada e saída do domínio fluido e arranjo dos passes de resfriamento.



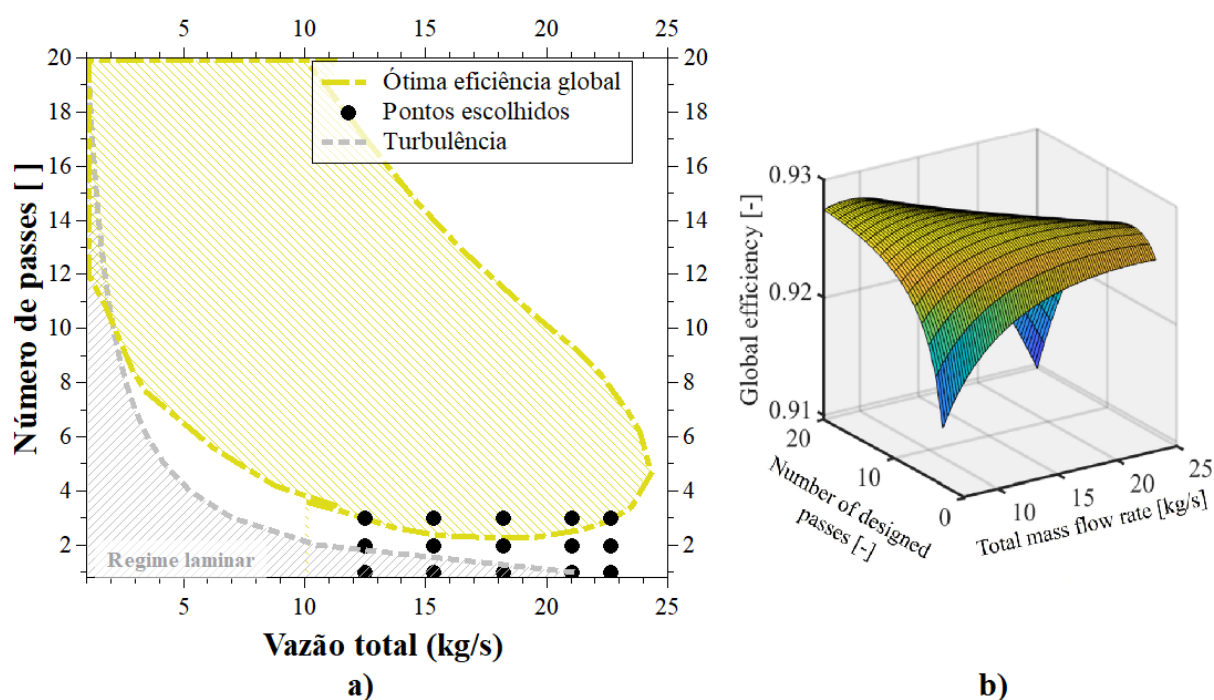
Fonte: Próprio autor.

Tabela 7 – Vazões do líquido de resfriamento no gerador.

Vazão total [kg/s]	N. de passes	N. de serpentinas	Vazão por serpentina [kg/s]	N. de Reynolds Re_D
12,478	1	960	0,01300	1364,1
15,322			0,01596	1675,1
18,184			0,01894	1987,9
21,039			0,02192	2300,0
22,643			0,02359	2475,3
12,478	2	480	0,02599	2728,1
15,322			0,03192	3350,1
18,184			0,03788	3975,8
21,039			0,04383	4600,0
22,643			0,04717	4950,6
12,478	3	320	0,03899	4092,2
15,322			0,04788	5025,2
18,184			0,05682	5963,6
21,039			0,06575	6900,0
22,643			0,07076	7425,9

O critério para escolha das vazões mássicas foi norteado por duas regiões alvos em função do número de passes das serpentinas de resfriamento: região de escoamento turbulento ($Re_D > 2300$) e ótima eficiência global, como pode ser observado na Figura 20a. A região de ótima eficiência global foi obtida da avaliação de um gerador com características geométricas, físicas e com condições de trabalho semelhantes, bem como a mesma proposta de resfriamento utilizada neste estudo. Nessa análise, o autor, Bravo (2022), considerou esse parâmetro de eficiência que engloba, além das perdas térmicas no gerador, perdas auxiliares inerentes da refrigeração por bombeamento de líquido, como perdas de carga nas serpentinas de resfriamento, nos dutos de distribuição, trocador de calor e na tubulação principal. A metodologia para obter esse parâmetro é descrita no Apêndice C.

Figura 20 – a) Pontos de vazões mássicas totais para resfriamento do gerador. b) Superfície de eficiência global.



Fonte: a) Adaptado de Bravo (2022) e b) Bravo (2022).

De acordo com Bravo (2022), duas regiões de baixa eficiência global podem ser visualizadas na Figura 20b, baixas vazões e baixos números de passes e altas vazões e alto número de passes. A primeira região se dá pelo aumento da temperatura do cobre, e conseqüente aumento das perdas térmicas, devido às baixas vazões de fluido de resfriamento nas serpentinas. Já na segunda região, a divisão da vazão total pelo elevado número de passes e o aumento das perdas de carga diminuem a eficiência global. Assim, os pontos escolhidos para três passes da serpentina de resfriamento

estão dentro da região de ótima eficiência e regime turbulento, e essas mesmas vazões totais foram escolhidas para os demais passes, a fim de comparação.

3.3 MODELO FLUIDODINÂMICO DO ENTREFERRO

A região do entreferro na modelagem numérica do gerador foi considerada como um sólido com uma condutividade térmica efetiva, como mencionado na Seção 3.2.2. De forma paralela, ou seja, sem a presença dos demais componentes, o entreferro foi também numericamente modelado como um fluido. O propósito dessas simulações foi avaliar o comportamento térmico e fluidodinâmico na geometria e condições nominais do gerador desse estudo e, assim, obter respostas para a comparação com a tratativa dessa região como um sólido com condutividade térmica efetiva.

Em síntese, a modelagem contou com as hipóteses:

- i. Tridimensionalidade;
- ii. Forças de campo gravitacional negligenciadas;
- iii. Escoamento incompressível;
- iv. Propriedades constantes;
- v. Transferência de calor por radiação negligenciada;
- vi. Comprimento axial infinitamente longo;
- vii. Escoamento turbulento;
- viii. Regime transiente (distorcido).

O modelo de turbulência adotado foi o LES (*Large Eddy Simulation*). Esse modelo é sugerido por Romanazzi e Howey (2015) devido à capacidade de reproduzir corretamente as pequenas estruturas das instabilidades da turbulência, especialmente em regiões delgadas como a geometria desse estudo ($\eta=0,998$). Como consequência dessa escolha, a hipótese de regime transiente foi atribuída, visto que o modelo é exclusivamente exequível nessa condição.

O emprego do método dos volumes finitos é novamente realizado via *software* Ansys Fluent versão 2022 R2. Para isso, foi configurado que as variáveis nas faces dos volumes de controle fossem aproximadas pelo esquema de interpolação *Upwind* de segunda ordem para os termos advectivos das equações da quantidade de movimento e da equação da conservação da energia. O tratamento do acoplamento pressão-velocidade foi realizado pelo algoritmo SIMPLE.

Com o intuito de obter a resposta da simulação numérica em regime permanente a partir da hipótese transiente, optou-se pela escolha da formulação transiente implícita de segunda ordem. Segundo Maliska (2017), a formulação totalmente implícita é preferível pela possibilidade de avançar no tempo com intervalos maiores.

Beneficiando-se disso, a simulação foi iniciada com pequenos intervalos de tempo estipulados pelo número de Courant máximo de $C_{max}=1$, dado pela Equação (23).

$$C = \frac{v_{fluido} \Delta t}{h} \quad (23)$$

onde, C é o número de Courant, que pode ser interpretado como o número de volumes da malha atravessados por uma partícula de fluido a dada velocidade. v_{fluido} é a velocidade do fluido na célula, Δt é o intervalo de tempo e h é o comprimento representativo da célula.

Após os instantes iniciais, o regime transiente foi distorcido estipulando intervalos de tempo maiores. Assim, considerou-se regime permanente quando o fluxo de calor médio na parede do estator atingisse um valor constante em relação aos avanços de tempo anteriores. Nesse ponto, realizou-se avanços adicionais com critério de convergência do resíduo numérico para as equações de conservação inferior $1 \cdot 10^{-6}$, encerrando a simulação.

3.3.1 Geometria e discretização do modelo

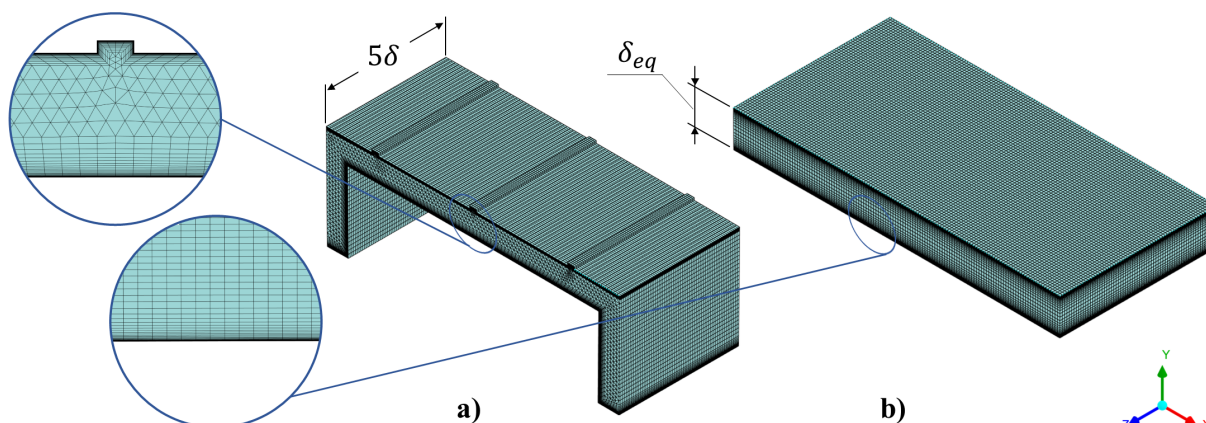
Duas geometrias foram selecionadas para a análise numérica a fim de comparar os resultados entre a geometria original deste estudo e a geometria para a qual as equações de condutividade térmica efetiva foram concebidas. A primeira, portanto, é a região do entreferro apresentada na Figura 17a, exceto pelo comprimento axial de $50 \cdot 10^{-3}$ m ($5 \cdot \delta$). Adicionalmente, a outra geometria corresponde a uma seção de cilindros concêntricos lisos, sem os ressaltos que o gerador deste estudo possui, e com espessura de $11,62 \cdot 10^{-3}$ m (δ_{eq}), como resultado da Equação (22).

A Figura 21 apresenta as malhas obtidas para as duas propostas de estudo. A geometria com ressaltos foi discretizada em sua maioria com elementos prismáticos triangulares que fornece melhor adequação a geometrias complexas, ao passo que o modelo equivalente de cilindros lisos foi discretizado com elementos hexaédricos. Além disso, a partir da Tabela 8, é possível constatar o número de elementos das três malhas geradas para cada geometria, necessárias para o cálculo do GCI.

Tabela 8 – Malhas computacionais e fatores de refinamento nos domínios do entreferro.

Geometrias	Número de elementos			Volume [cm ³]	r_{32}	r_{21}
	Malha 1	Malha 2	Malha 3			
Com ressaltos	1.287.400	543.370	215.542	0,91004	1,33	1,36
Cilindros lisos	1.960.000	534.660	231.795	0,60436	1,32	1,54

Figura 21 – Representação da Malha 2 nas geometrias do entreferro.

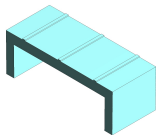


Fonte: Próprio autor.

3.3.2 Materiais e condições de contorno

Com a malha numérica gerada, a modelagem prosseguiu com a definição do material e das condições de contorno. As propriedades físicas atribuídas ao ar podem ser observadas na Tabela 9. Já as condições de contorno seguiram orientações de Romanazzi e Howey (2015) devido a semelhança entre os estudos: geometria formada por dois cilindros concêntricos com a presença de ressaltos, sujeitos a diferenças de temperatura e com movimento tangencial relativo.

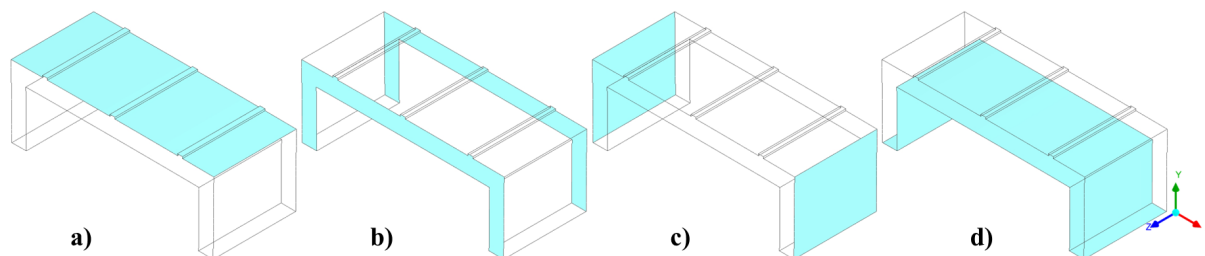
Tabela 9 – Propriedades do ar a 100 °C utilizadas na avaliação fluidodinâmica do entreferro. $Pr=0,7$.

Domínio	Material	Propriedade	Valor	Unidade
Entreferro 	Ar	ρ	0,946	kg/m ³
		c_p	1011	J/(kg·K)
		k	0,032	W/(m·K)
		μ	$2,18 \cdot 10^{-5}$	kg/(m·s)

Apoiado nessa referência, as paredes que representam o estator (Figura 22a) foram configuradas como estacionárias e com temperatura prescrita de 180 °C. Além disso, as interfaces destacadas na Figura 22b formam um par de periodicidade rotacional. Similarmente, as interfaces da Figura 22c receberam a condição de periodicidade translacional, podendo ser lida, portanto, como se o entreferro possuísse um comprimento axial infinitamente longo. Por fim, a interface representada na Figura 22d, equivalente ao rotor, foi configurada com condição de não deslizamento e com velocidade angular de 10 rpm, a rotação nominal do gerador. A temperatura dessa interface foi imposta no valor de 45,6 °C, estimando um resultado de temperatura média de 100 °C

para o entreferro, uma vez que as propriedades do ar foram obtidas para esse valor. As condições de contorno para a geometria de cilindros lisos equivalente seguiram as mesmas configurações descritas.

Figura 22 – Localização das condições de contorno aplicadas no entreferro.



Fonte: Próprio autor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, são apresentados os resultados das experimentações numéricas propostas com base na metodologia aplicada e descrita no capítulo anterior. Todos esses resultados advêm da discretização espacial mais refinada, a Malha 1, para todos os casos de estudo. Acerca das divisões do capítulo, a primeira seção discute as questões relacionadas ao entreferro do gerador, enquanto a segunda seção trata dos efeitos da estratégia de resfriamento escolhida.

4.1 AVALIAÇÃO DO ENTREFERRO

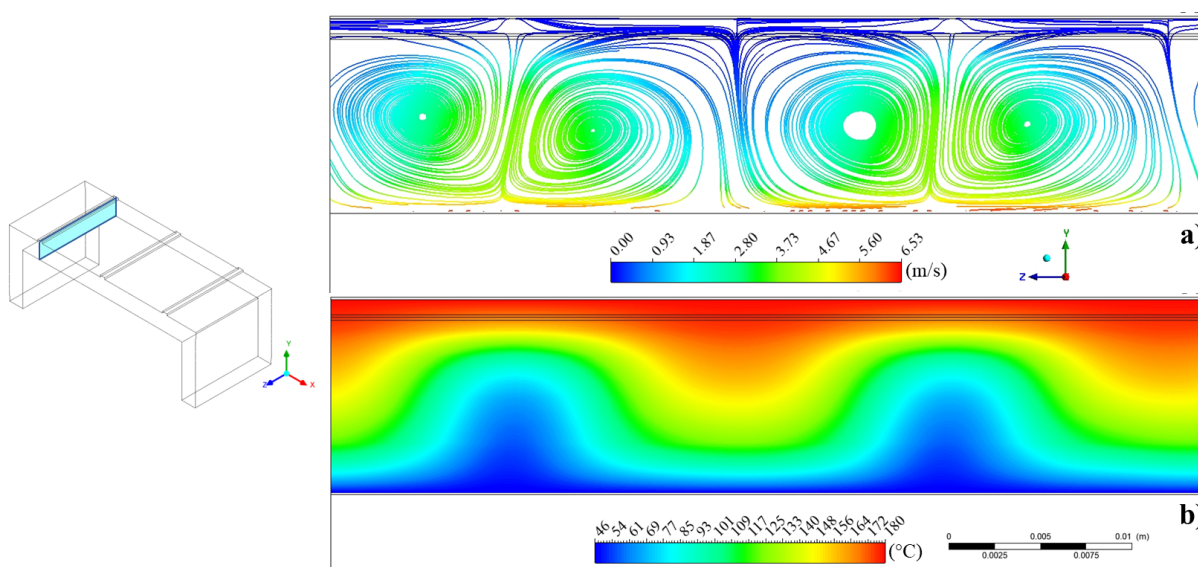
Dada as condições de escoamento confinado entre cilindros concêntricos rotativos, como ocorre na região do entreferro, determinado comportamento característico com base no número de Taylor é previsto pela literatura. Assim, utilizando a Equação (15), dispondo os dados geométricos do entreferro, as propriedades do ar e a velocidade nominal do rotor do gerador ($n=10$ rpm), obteve-se um número de Taylor de $Ta=20193,5$. Com esse resultado, o padrão de escoamento esperado para os casos estudados contempla o surgimento dos Vórtices de Taylor, uma vez que esse valor está acima do número de Taylor crítico para geometrias formadas por cilindros concêntricos lisos ($Ta_c=1708$) e cilindros com a presença de ressaltos ($Ta_c\sim 3900$) (FÉNOT *et al.*, 2011).

4.1.1 Escoamento

De forma qualitativa, as Figuras 23 e 24 apresentam o escoamento sob diferentes planos de corte do entreferro para a geometria com ressaltos. Verifica-se, a partir da Figura 23a, o desenvolvimento dos vórtices de Taylor em pares contrarrotativos, caracterizando, portanto, o escoamento de Taylor-Couette na região anular, como esperado. Mediante o plano de corte transversal (Figura 24), é possível observar a diferenciação entre duas regiões: a anular, onde ocorre o surgimento dos vórtices, e a região de estagnação nas reentrâncias entre os ressaltos. Nessa última região, a presença de zonas de recirculação de fluido desencadeia transferências de calor mais pobres, em contraste com a região anular, que favorece elevada perturbação, mistura do fluido e maiores gradientes de temperaturas (HAYASE; HUMPHREY; GREIF, 1992).

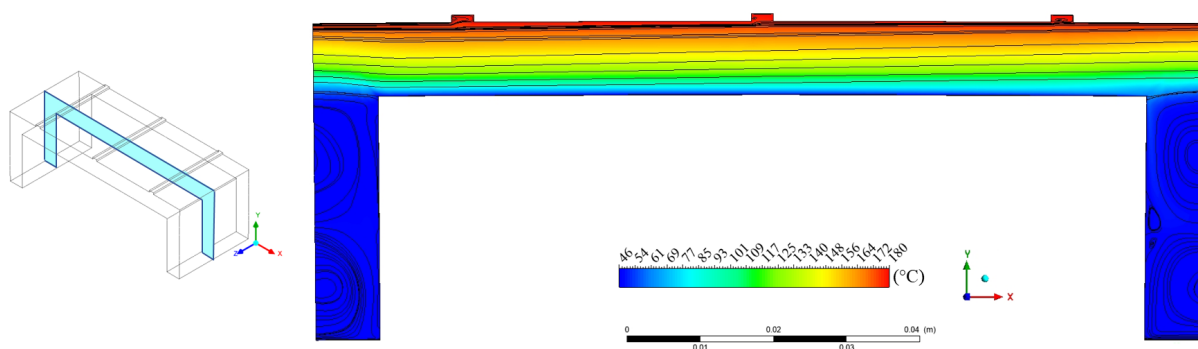
Vale ressaltar que o critério estabelecido para regime permanente foi alcançado após cerca de 2,5 s de simulação numérica. Além disso, um maior domínio no sentido angular poderia informar a presença, ou não, de vórtices de Taylor ondulados (COLES, 1965 apud FÉNOT *et al.*, 2011), não captados pela abertura de $3/960$ rad da geometria escolhida.

Figura 23 – a) Linhas de corrente e b) distribuição de temperaturas sob efeito dos Vórtices de Taylor. Plano de corte axial.



Fonte: Próprio autor.

Figura 24 – Linhas de corrente do fluido e distribuição de temperaturas. Plano de corte transversal.



Fonte: Próprio autor.

4.1.2 Comportamento térmico

Na Tabela 10 consta o fluxo de calor médio nas superfícies do estator e rotor para as diferentes geometrias estudadas por efeito das tratativas do entreferro como fluido e, alternativamente, como um sólido com condutividade térmica efetiva. Nota-se que o fluxo de calor para a geometria com ressaltos difere cerca de 30,9% entre as abordagens. Essa diferença relativa pode estar associada a diferenças geométricas entre o caso com ressaltos estudado e a geometria de cilindros lisos do trabalho em que se obteve a formulação de condutividade térmica efetiva. Nessa perspectiva, quando comparado os resultados fluidodinâmicos encontrados para a geometria de cilindros

lisos e sua resposta como um sólido equivalente, a diferença relativa decai para 16,4%, revelando melhor concordância com o trabalho experimental de Ball, Farouk e Dixit (1989).

Tabela 10 – Fluxo de calor médio nas superfícies do entreferro.

Geometria	Abordagem	Fluxo de calor [W/m ²]			
		Estator	GCI (%)	Rotor	GCI (%)
Com ressaltos	Fluidodinâmica	669,85	4,23	-460,61	3,97
	Sólido equivalente	880,56	$1,41 \cdot 10^{-4}$	-600,25	$1,53 \cdot 10^{-4}$
Cilindros lisos	Fluidodinâmica	996,77	5,27	-986,73	3,08
	Sólido equivalente	828,56	$1,32 \cdot 10^{-4}$	-830,10	$1,20 \cdot 10^{-4}$

Verifica-se, ainda, na Tabela 10 os resultados de estimativa do GCI. Vale ressaltar que as Malhas 2 e 3 não foram capazes de captar a formação dos vórtices de Taylor, apesar de evidenciarem valores aceitáveis do GCI para o fluxo de calor nas superfícies do rotor e estator. Da mesma forma, em seu trabalho com a modelagem em regime permanente, Dauner (2019) não captou esse tipo de escoamento em algumas malhas estudadas e, assim, em simulações posteriores, utilizou as malhas que captavam o escoamento sem requerer recursos computacionais demasiados. No entanto, para análise em regime transiente, aumentar o tamanho das malhas de forma que todas captassem o escoamento, necessita recursos e, principalmente, tempos totais de simulação até estabelecer a condição de regime permanente muito elevados.

Em última análise, em posse dos fluxos de calor nas superfícies apresentados, pode-se calcular no número de Nusselt médio, conforme a Equação (24) (ROMANAZZI; HOWEY, 2015).

$$Nu = \frac{\dot{Q}'' D_h}{k (T_s - T_r)} \quad (24)$$

onde, Nu é o número de Nusselt médio, \dot{Q}'' é o fluxo de calor médio no estator ou rotor, D_h é o diâmetro hidráulico, k é a condutividade do ar, T_s é a temperatura média superficial do estator e T_r é a temperatura média superficial do rotor.

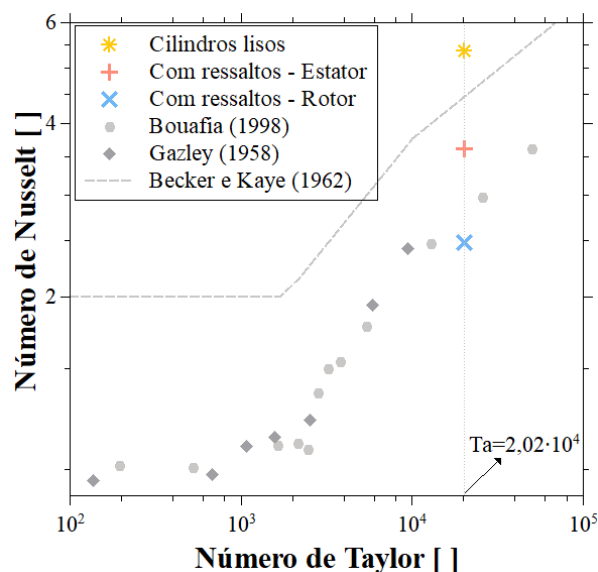
Esse parâmetro pode ser utilizado como indicativo quantitativo da transferência de calor sob influência do complexo escoamento na região do entreferro e como parâmetro de comparação com dados da literatura. Assim, a Figura 25 dispõe os resultados obtidos em função do número de Taylor para a condição de rotação nominal do gerador e dados experimentais de outros trabalhos. Destaca-se que os resultados de Bouafia *et al.* (1998) e Gazley (1958) foram obtidos para geometrias com ressaltos e Becker e Kaye (1962) apresenta uma correlação para cilindros concêntricos lisos. A partir dessa comparação, observa-se que o número de Nusselt obtido para cilindros lisos possui 20,1% de erro relativo entre a correlação proposta por Becker e Kaye (1962)

e 6,2% (tomando a média do estator e rotor) para a geometria com ressaltos quando confrontado com uma interpolação do resultado de Bouafia *et al.* (1998) para o mesmo número de Taylor. Dessa forma, evidencia-se que o número de Nusselt obtido para a geometria com ressaltos possui boa concordância com a literatura, uma vez que se apresentam na mesma ordem de magnitude.

Figura 25 – Comparação entre números de Nusselt obtidos e resultados experimentais da literatura.

Geometria	Nu []	
	Estator	Rotor
Com ressaltos	3,62	2,49
Cilindros lisos	2,68 ¹	

¹ Valor médio.



Em suma, a avaliação do entreferro evidenciou que as simulações fluidodinâmicas podem ser comparadas diretamente à literatura. Isto é, para malhas mais refinadas, captou-se o escoamento de Taylor-Couette como previsto, dado a condição de alto número de Taylor. Ainda, o processo de transferência de calor nas superfícies do estator e rotor para a geometria com ressaltos mostrou-se de acordo com o valor encontrado em resultados experimentais disponíveis, desviando-se em maior grau para a simulação de cilindros lisos. Contudo, a modelagem da geometria com ressaltos como um sólido com condutividade térmica efetiva superestimou o processo de transferência de calor nas paredes do rotor e estator, sendo de melhor aplicabilidade para geometrias de cilindros lisos, como formulado originalmente.

Ainda assim, optou-se pelo emprego da tratativa do entreferro como um sólido equivalente na modelagem do gerador, tendo em vista a sua utilização em estudos anteriores, como no trabalho de Mademlis, Margaris e Xypteras (2000) e Polikarpova *et al.* (2012), por exemplo. Não obstante, obter as respostas numéricas do gerador com a modelagem do entreferro como um fluido em uma formulação transiente para os 15 casos estudados (com 3 malhas cada, totalizando 45 simulações) seria inviável no momento. Além disso, suprimir o entreferro e utilizar um coeficiente de transferência de calor médio para as paredes adjacentes, também, não seria de total funcionalidade,

já que se julga necessário obter a distribuição de temperaturas sob o acoplamento térmico entre todos os domínios do gerador.

4.2 ANÁLISE TÉRMICA DO GERADOR SOB RESFRIAMENTO DIRETO

Nesta seção, são apresentados os resultados acerca do comportamento térmico do gerador sujeito a estratégia de resfriamento adotado. Os resultados de distribuição de temperatura e eficiência são discutidos de acordo com a variação da vazão mássica e número de passes das serpentinas de resfriamento.

4.2.1 Distribuição de temperatura

Vale lembrar que a temperatura de trabalho é critério para projeto de máquinas elétricas, uma vez que o isolamento elétrico e o desempenho do ímã permanente podem ser afetados negativamente por essa variável, como expresso na Seção 2.3.2. Assim, os limites térmicos impostos por essas temperaturas nos domínios do gerador são discutidos para os casos estudados.

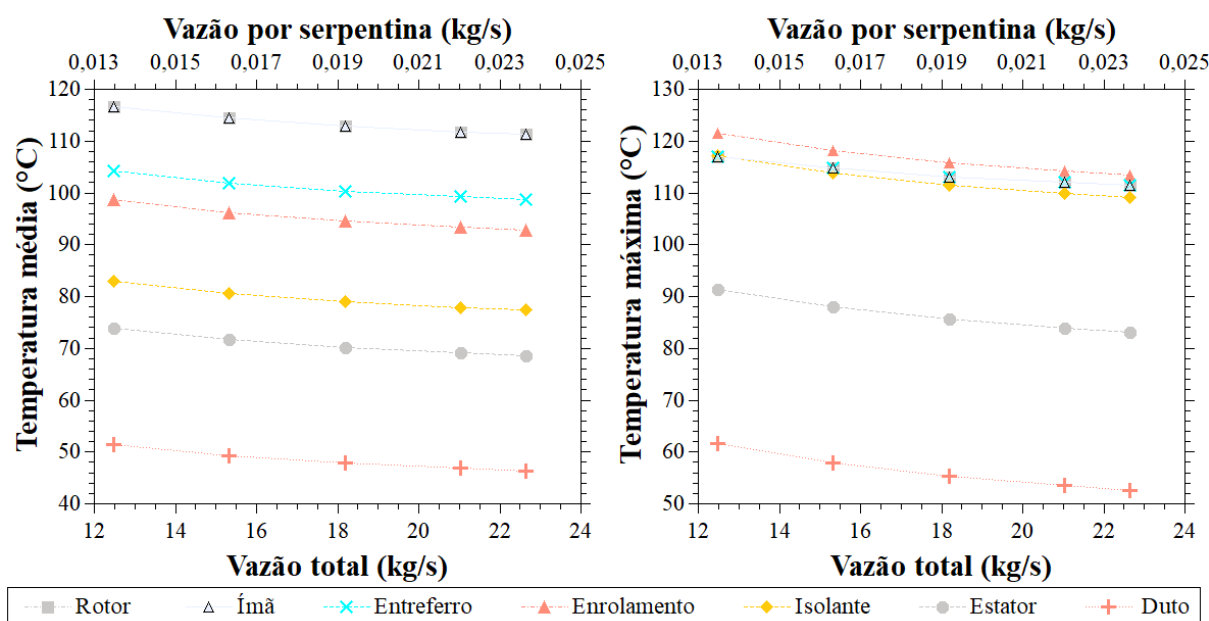
4.2.1.1 Controle e limites térmicos

As temperaturas médias e máximas obtidas para os casos estudados são apresentadas nas Figuras 26, 27 e 28. A partir dessas figuras, elucida-se que o aumento da vazão mássica total é vantajoso para o controle térmico do gerador, ou seja, houve diminuição da temperatura média e máxima em cada domínio com o aumento dessa variável. Em uma aproximação linear, tomando como exemplo as camadas do enrolamento, há uma redução média de $1,5^{\circ}\text{C}$ de temperatura média para cada aumento aproximado de $2,5\text{ kg/s}$ (ou $152,8\text{ L/min}$) de vazão total.

Quanto à outra variável de estudo, aumentar o número de passes ocasionou uma variação média de $0,31^{\circ}\text{C}$ entre os passes para uma mesma vazão total. Vale ressaltar que a variação foi negativa comparando o caso de um e dois passes e positiva de dois para três, ou seja, o caso de dois passes da serpentina apresentou menores temperaturas médias do enrolamento, seguido dos casos de um e três passes, nessa ordem. Além disso, apesar da variação de vazão por serpentinas devido ao aumento do número de passes ser maior do que aumentar a vazão total, do ponto de vista de controle térmico, essa variável se apresentou menos significativa (concedendo uma variação de $0,31^{\circ}\text{C}$ da temperatura média do enrolamento) quando comparado à variação de temperatura propiciada pelo aumento da vazão total ($1,5^{\circ}\text{C}$).

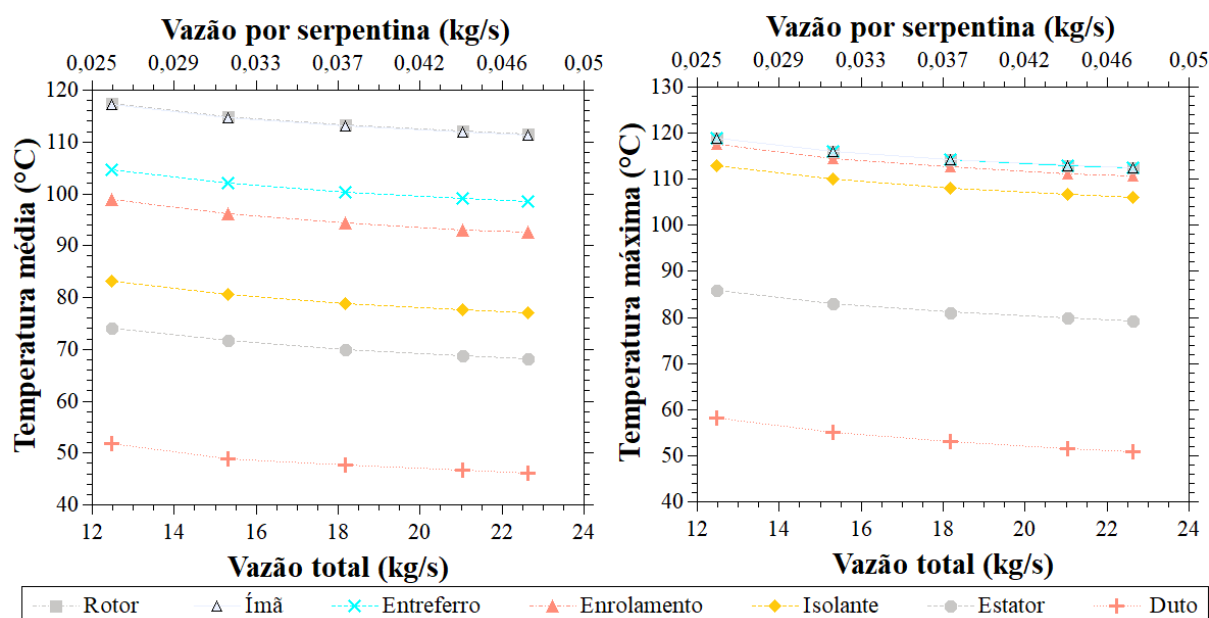
Em relação à manifestação de altas temperaturas entre os domínios do gerador, é possível apontar dois fatores principais: a proximidade com o sumidouro e a geração volumétrica de calor interna. Nota-se que as maiores temperaturas médias foram constatadas no rotor, entreferro e enrolamento. Essa circunstância ocorre nos dois

Figura 26 – Temperaturas médias e máximas para cada domínio do gerador perante **1 passe** da serpentina de resfriamento.



Fonte: Próprio autor.

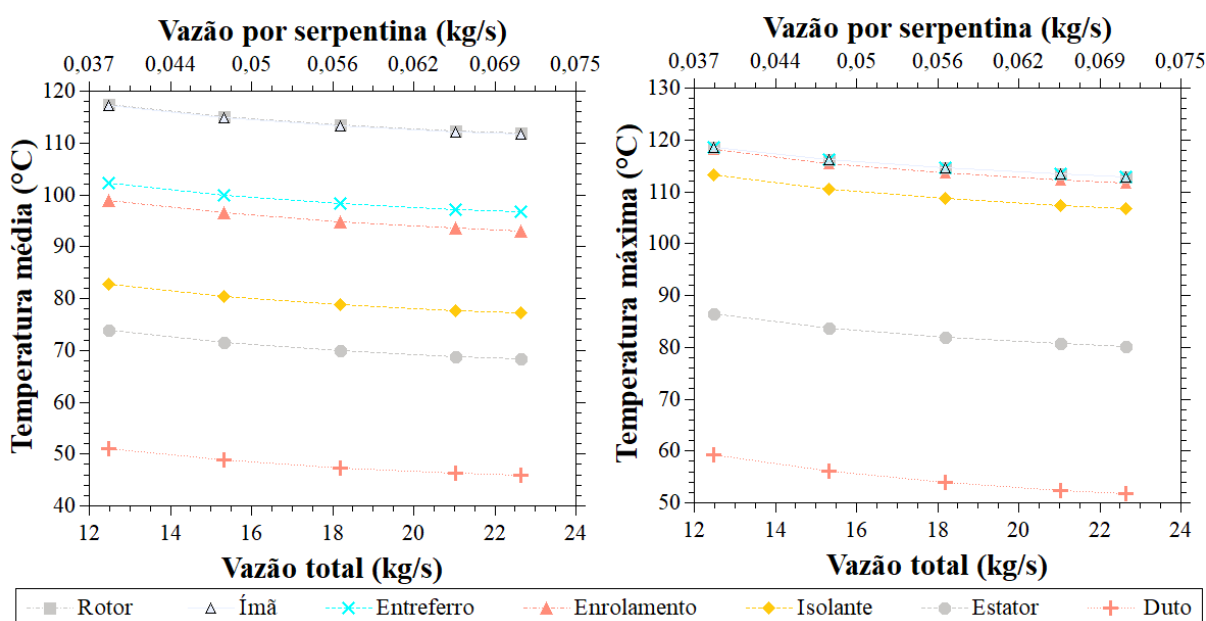
Figura 27 – Temperaturas médias e máximas para cada domínio do gerador perante **2 passes** da serpentina de resfriamento.



Fonte: Próprio autor.

primeiros domínios devido ao fato de que estão distantes dos dutos de resfriamento, único sumidouro do modelo. Já no enrolamento, as temperaturas são ocasionadas

Figura 28 – Temperaturas médias e máximas para cada domínio do gerador perante **3 passes** da serpentina de resfriamento.



Fonte: Próprio autor.

pela elevada perda térmica por Efeito Joule, mesmo que o domínio esteja próximo aos dutos. Nesse sentido, aponta-se que a escolha da estratégia de resfriamento direto, localizada próximo ao enrolamento, é adequada para o porte desse gerador, uma vez que, alternativamente, a escolha de um resfriamento indireto, como uma camisa de líquido ou convecção forçada de ar na carcaça, não seria viável dada a dificuldade de resfriamento do enrolamento em um arranjo com maiores resistências térmicas até o sumidouro de calor.

Ainda em referência às Figuras 26, 27 e 28, afirma-se que os resultados de temperaturas máximas obtidas no enrolamento e ímã permanente estão dentro dos limites estabelecidos pela literatura para todos os casos estudados. No enrolamento, a temperatura máxima manteve-se abaixo do limite de 130 °C, como designado para a classe térmica B de isolamento elétrico escolhido para esse gerador (ABNT, 2017). Ao que tange ao ímã permanente, esse manifestou uma temperatura máxima próxima, mas inferior ao limite de 120 °C adotado por Grauers (1996). Apesar dessa proximidade da temperatura de trabalho do ímã permanente com seu limite estabelecido, considera-se que o gerador trabalharia em margens seguras para esses casos, sendo que a modelagem física adotada foi conservadora.

A modelagem física é conservadora devido a alguns aspectos que superestimam os resultados de máximas temperaturas. Primeiramente, as perdas no ferro foram estimadas pelas equações analíticas que consideram picos constantes de fluxos

magnéticos para todo o domínio ferromagnético. Além disso, o modelo responsabiliza somente os dutos de resfriamento direto como sumidouro de calor, considerando que não há trocas com o meio externo por meio da carcaça. Por fim, foi ponderado a operação nominal em todo intervalo de velocidades de vento do WECS. Entretanto, em baixas velocidades a corrente elétrica é baixa, de modo que a geração térmica também tem valores reduzidos. Sendo assim, essas hipóteses imprimem fator de segurança em casos de operações do gerador em picos de solicitação, operação nominal e transferência de calor externa dificultada em espaços confinados da nacele.

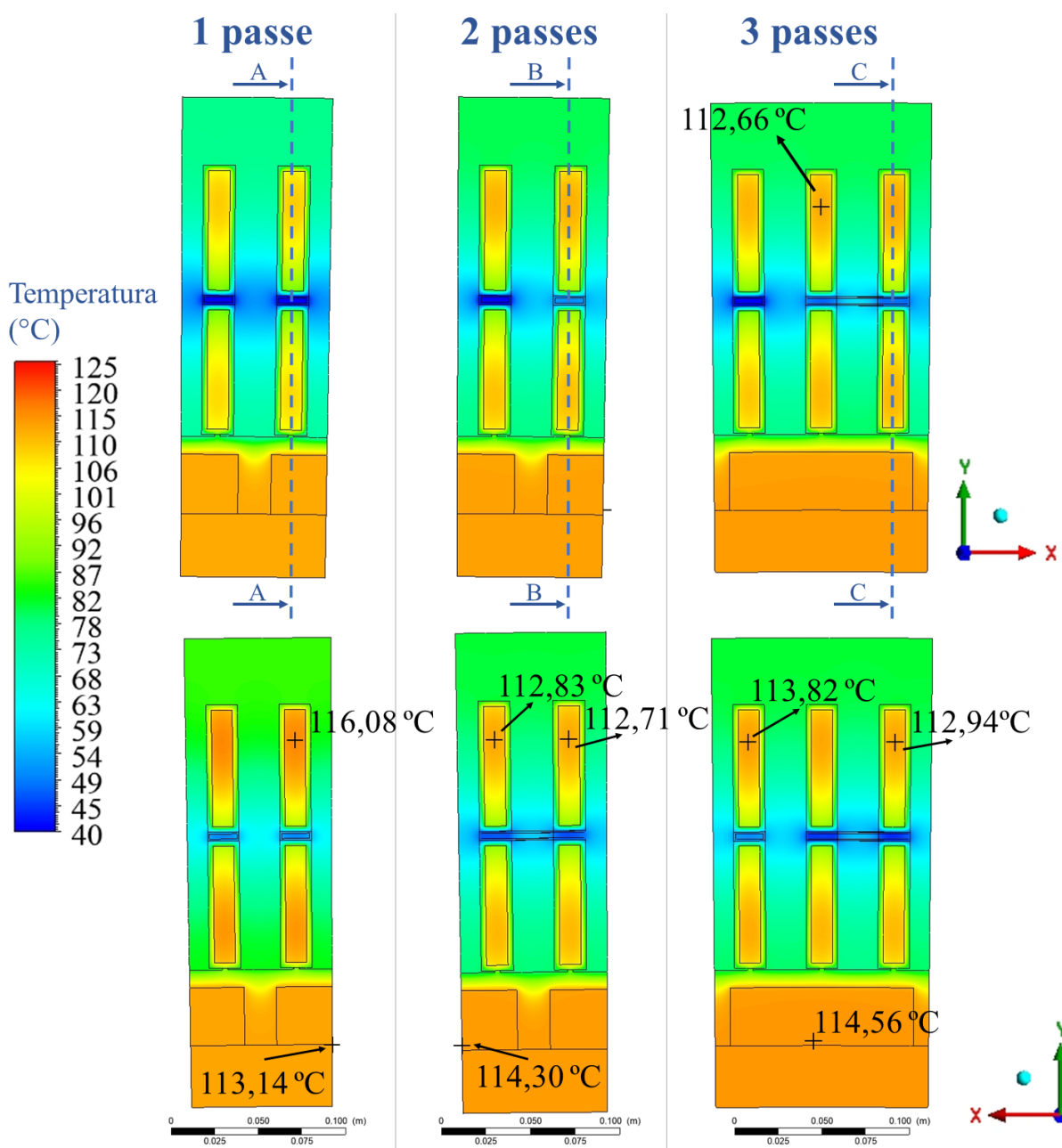
4.2.1.2 Campo e distribuição de temperatura axial

A Figura 29 apresenta os campos de temperatura radiais nos limites axiais do gerador, permitindo avaliar qualitativamente a transferência de calor nos domínios. Nota-se, portanto, pontos quentes presentes no enrolamento e no ímã permanente. Nas camadas do enrolamento, esses pontos decorrem da condutividade anisotrópica de baixa magnitude no sentido radial e tangencial, e ao encapsulamento térmico formado pelo isolamento elétrico, que dificulta a transferência de calor para o estator e os dutos de resfriamento, ambos com temperaturas reduzidas. De forma semelhante, os pontos quentes no ímã permanente são desenvolvidos devido aos efeitos da elevada resistência térmica até o sumidouro de calor, principalmente ocasionada pela baixa condutividade térmica da região do entreferro.

Em complemento, a Figura 30 expõe a distribuição de temperatura axial em uma linha que perpassa os pontos quentes nas extremidades do enrolamento e ímã permanente e, também, os campos de temperatura em um plano paralelo a essa linha localizada no último passe da serpentina de resfriamento. Observa-se, então, as elevadas temperaturas encontradas no ímã permanente que sofre pouca influência dos canais de resfriamento. Já no enrolamento, é clara a variação de temperatura axial, atingindo uma diferença de até 21 °C entre o ponto quente e o vértice da curva para o caso de um passe da serpentina, por exemplo. Além disso, percebe-se que não houve apreciável diferença da temperatura do enrolamento em função do número de passes estudados, contudo espera-se que para elevados números de passes essa diferença seja acentuada.

Não obstante a isso, embora com especificidades, o caso de passe único da serpentina de resfriamento apresenta um comportamento digno de nota. É perceptível o deslocamento da curva de temperatura do enrolamento no sentido da entrada de fluido (Figura 30a), ocasionando altas temperaturas na região oposta, sendo não proeminente detectado nos demais casos. Isso está relacionado ao fato de que o fluido para o caso de um passe da serpentina percorre o gerador em sentido único, ao contrário da presença de fluxos contracorrentes nos demais passes. Como escolha de projeto, portanto, para o resfriamento direto com um passe, a entrada e saída devem

Figura 29 – Campo de temperatura nos limites axiais do domínio, entrada e saída das serpentinas de resfriamento. Vazão de 18,184 kg/s.



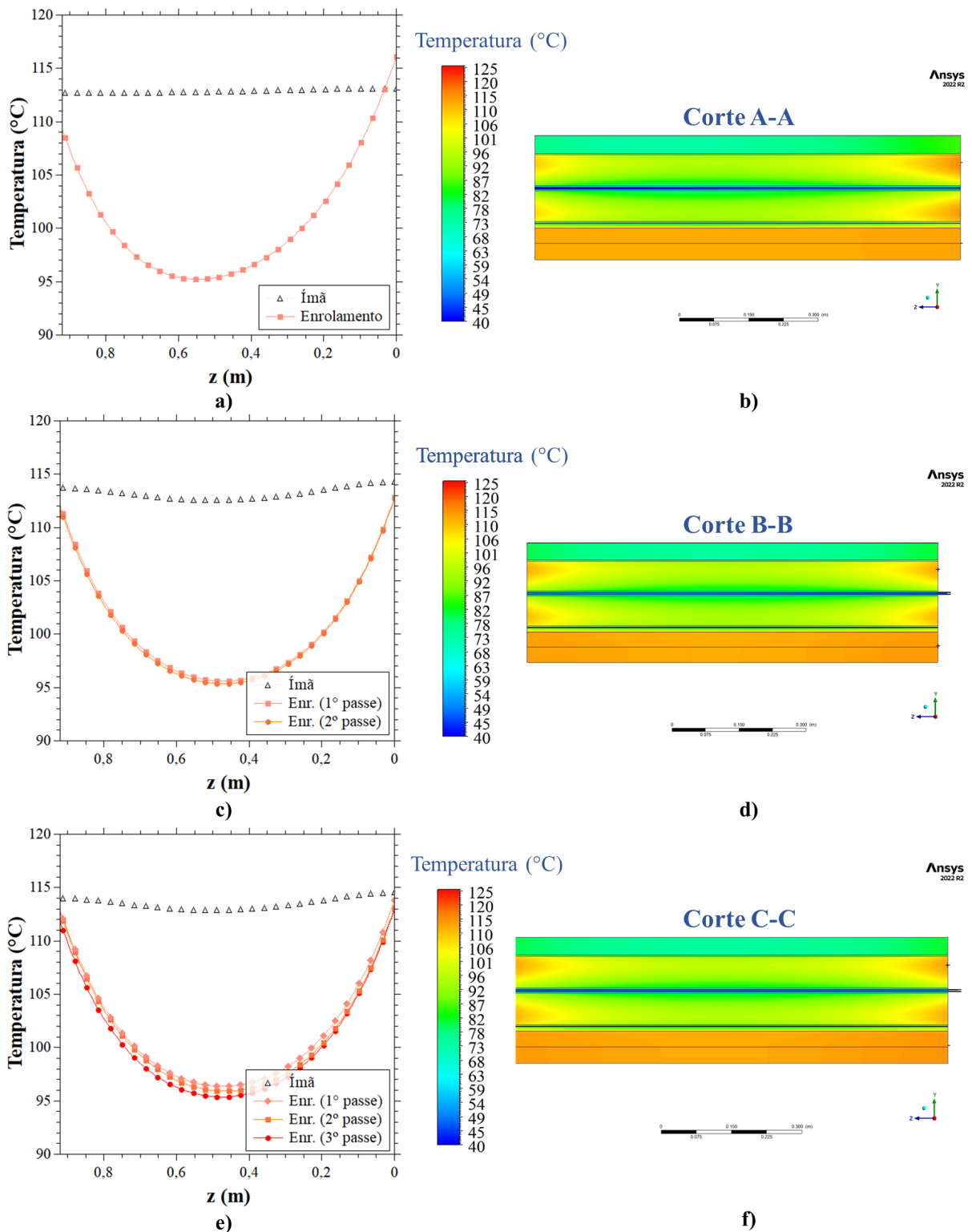
Fonte: Próprio autor.

ser dispostas em um arranjo alternado, sob risco de superaquecimento da região de saída dos passes.

4.2.2 Avaliação do GCI

De acordo com Celik *et al.* (2008), o GCI deve ser avaliado para importantes variáveis da simulação de estudo. Dado o objetivo de controle térmico do gerador, a

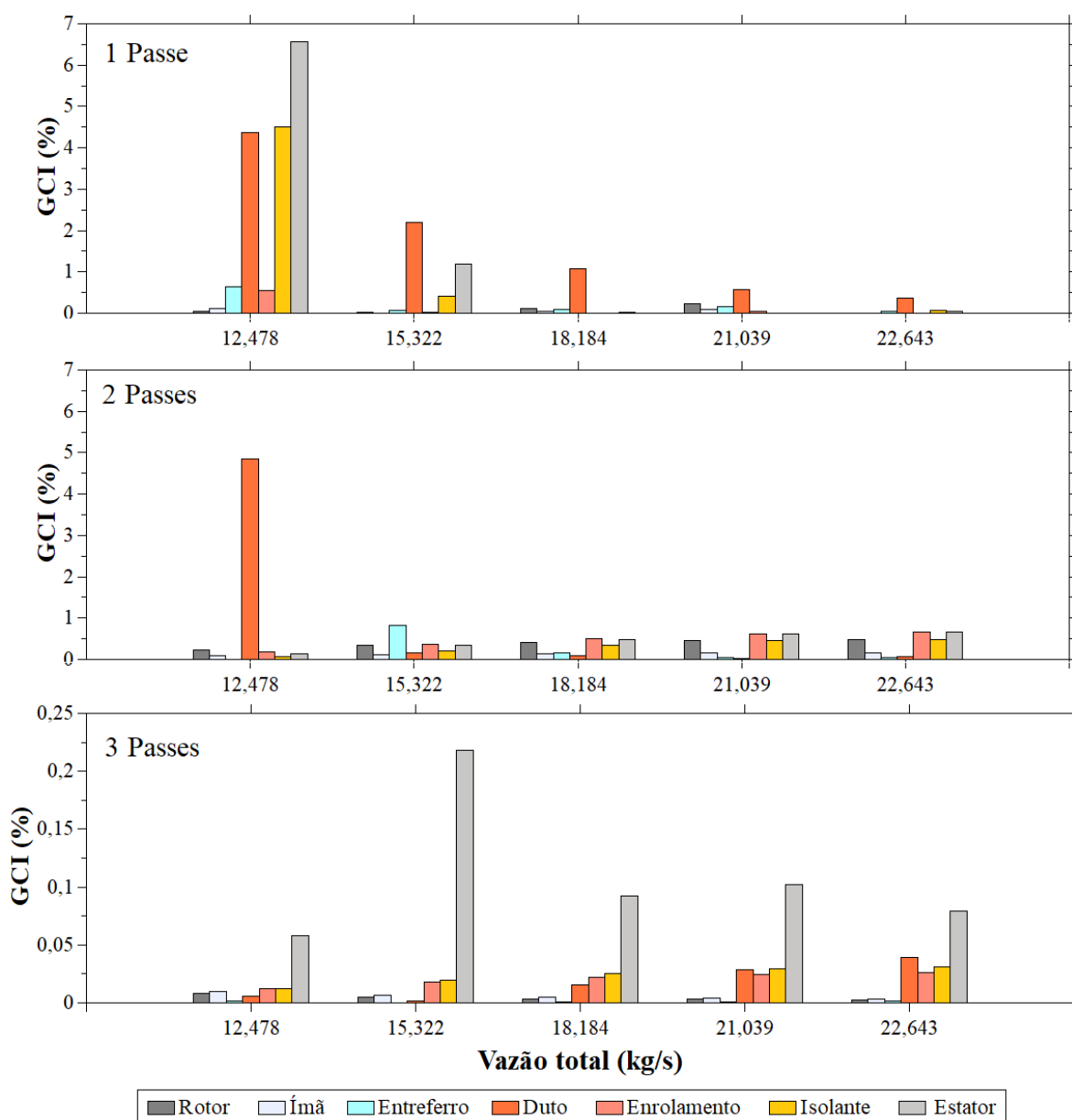
Figura 30 – Distribuição de temperatura axial (vazão total de 18,184 kg/s).



variável avaliada foi a temperatura média em cada domínio. A Figura 31 apresenta o resultado do GCI para os casos estudados com base nessa variável. Nota-se que o GCI manteve-se inferior a 7% para todos os casos, indicando que os resultados da

Malha 1, mais refinada, encontram-se próximo do valor assintótico estimado, consumando a convergência de malha. Adicionalmente, para os domínios de maior atenção aos quesitos térmicos, como o enrolamento, isolamento e o ímã permanente, o GCI em relação à variável de temperatura máxima também foi avaliado. Como resposta disso, assegura-se que o GCI manteve-se abaixo de 6,5%. Dessa forma, quanto à convergência de malha, persiste a hipótese da garantia do controle térmico do gerador.

Figura 31 – GCI para a temperatura média em cada domínio do gerador.



Fonte: Próprio autor.

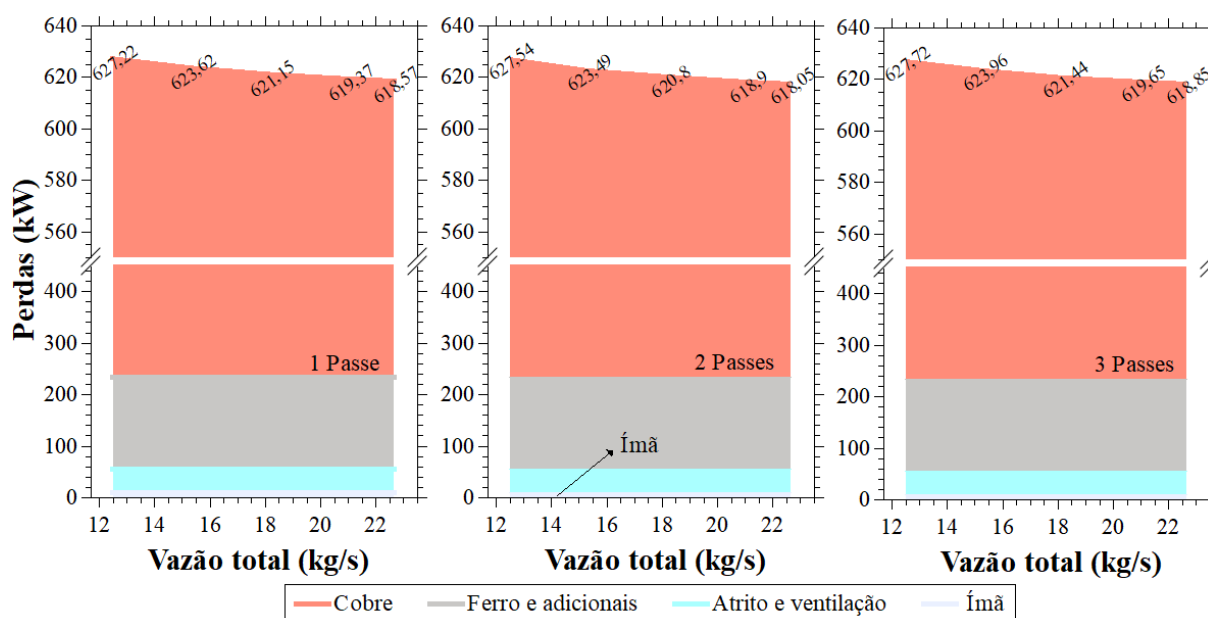
4.2.3 Desempenho

Nesta seção, será discutido a performance do gerador ao que tange às perdas térmicas, ao desempenho das serpentinas de resfriamento e às eficiências do sistema.

4.2.3.1 Perdas térmicas

A origem do aumento de temperatura interna do gerador é atribuída às perdas inerentes do equipamento. Como resultado das estimativas analíticas e o emprego dessas no modelo numérico, a Figura 32 apresenta as magnitudes das perdas térmicas do gerador, estendidas para além das unidades periódicas. Nota-se a dependência das perdas no cobre com as diferentes vazões de trabalho e números de serpentinas de resfriamento, certo de que essas variáveis influenciam o campo de temperatura do gerador. As demais perdas, como as perdas no ferro (histerese, correntes parasitas e perdas adicionais) e no ímã permanente, possuem valor constante de 233,02 kW e 9,24 kW, respectivamente. As perdas por atrito e ventilação possuem valor médio de 54,59 kW.

Figura 32 – Proporção entre as perdas térmicas do gerador como função da vazão do fluido de resfriamento.



Fonte: Próprio autor.

É possível visualizar também a proporção entre as perdas térmicas pela Figura 32. Como esperado, as perdas no gerador são majoritariamente compostas pelas perdas no enrolamento, representando a parcela de cerca de 68% das perdas totais. Mais uma vez, é notório o controle térmico estabelecido no enrolamento do gerador,

já que esse domínio não apresentou temperaturas críticas, dadas as elevadas taxas de geração de calor com potencial para estabelecer temperaturas além das margens seguras de trabalho.

Ademais, embora haja uma relação de dependência entre as perdas no cobre e a vazão, a variação das perdas obtida em função dessa essa variável não foi tão significativa. Ao que tange ao aumento da vazão, registrou-se uma variação das perdas no cobre de 9,49 kW comparando as respostas nos limites das vazões de estudo para o arranjo com dois passes, por exemplo. Ou seja, houve uma pequena variação das perdas para um aumento de 10,165 kg/s (ou 611,0 L/min) de vazão. Delineia-se, assim, que é mais valoroso a dependência de como que o sistema de resfriamento interage com o gerador e seus parâmetros de projeto, como a localização desse no gerador, do que o aumento da vazão, que acarreta maiores perdas de carga e solicitação do sistema de bombeamento.

Em relação ao número de passes, as perdas no cobre manifestaram um comportamento que se desvia do esperado. Esse comportamento baseia-se na hipótese de que aumentar o número de passes de cada serpentina acarretaria em uma diminuição da capacidade de absorção térmica do duto de resfriamento, já que a temperatura do fluido de trabalho é gradualmente aumentada enquanto perpassa todo o comprimento do gerador até um ponto crítico em que se atinge o equilíbrio térmico entre a fonte e o sumidouro de calor. Assim, pode-se observar que as magnitudes das perdas no cobre são maiores para o caso de três passes, em conformidade com essa hipótese. Contudo, exceto para a vazão de 12,478 kg/s, essas perdas para o caso de um passe superaram as perdas para o caso de dois passes das serpentinas. Ou seja, dentre esses dois casos, menor número de passes não caracterizou melhor resfriamento. O motivo disso pode estar relacionado à elevação da temperatura média do cobre devido à ausência de fluxos contracorrentes para o caso de um passe, como discutido na Seção 4.2.1.2.

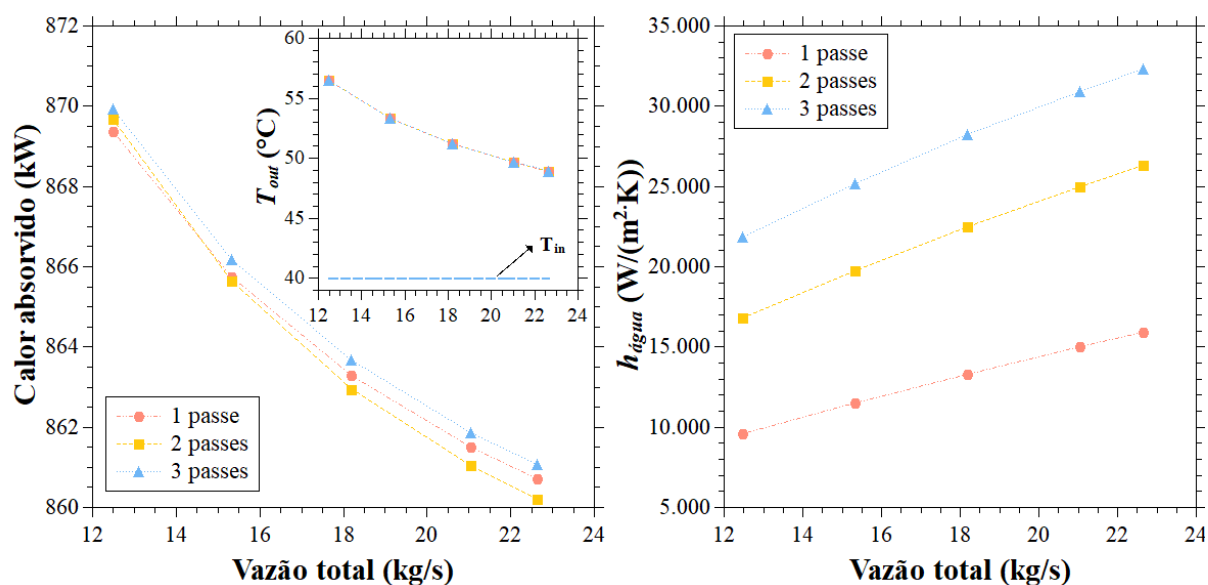
4.2.3.2 Desempenho térmico das serpentinas de resfriamento

A Figura 33 expõe como as serpentinas de resfriamento direto se comportam termicamente em relação às variáveis de vazão mássica e número de passes. Vale ressaltar que o calor absorvido foi obtido diretamente no *software* Ansys Fluent como uma integração pela área do fluxo de calor nas paredes do duto. Já o coeficiente de transferência de calor médio foi obtido pela Equação (25), sugerida por Huang (2013), partindo de um balanço de energia no domínio fluido.

$$\bar{h}_{\text{água}} = \frac{\dot{m} c_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{(T_d - T_f) A_w} = \frac{\dot{Q}_{\text{abs}}}{(T_d - T_f) A_w} \quad (25)$$

sendo $\bar{h}_{\text{água}}$ o coeficiente de transferência de calor médio, \dot{m} a vazão mássica no interior do duto e c_p o calor específico a pressão constante. T_{out} e T_{in} são as temperaturas médias de saída e entrada, respectivamente. T_d é a temperatura média superficial do duto. T_f é a temperatura média do fluido. A_w é a área de perímetro molhado. \dot{Q}_{abs} é o calor absorvido pela água.

Figura 33 – Calor absorvido e coeficiente de transferência de calor nas serpentinas de resfriamento direto.



Fonte: Próprio autor.

Em referência a Figura 33, o calor absorvido e o coeficiente de transferência de calor denotam comportamentos opostos. É possível notar que o calor absorvido pela água diminui à medida que a vazão mássica aumenta. Isso ocorre devido à manifestação de menores temperaturas no enrolamento, decaindo as perdas térmicas no cobre com o aumento dessa variável. Assim, menores perdas geradas e, conseqüente, menor calor absorvido pela água, também declinam a temperatura média de saída no final de cada serpentina. Em oposição a isso, o aumento da vazão mássica é benéfico para a transferência de calor, visto que os efeitos da turbulência nas serpentinas de resfriamento são intensificados.

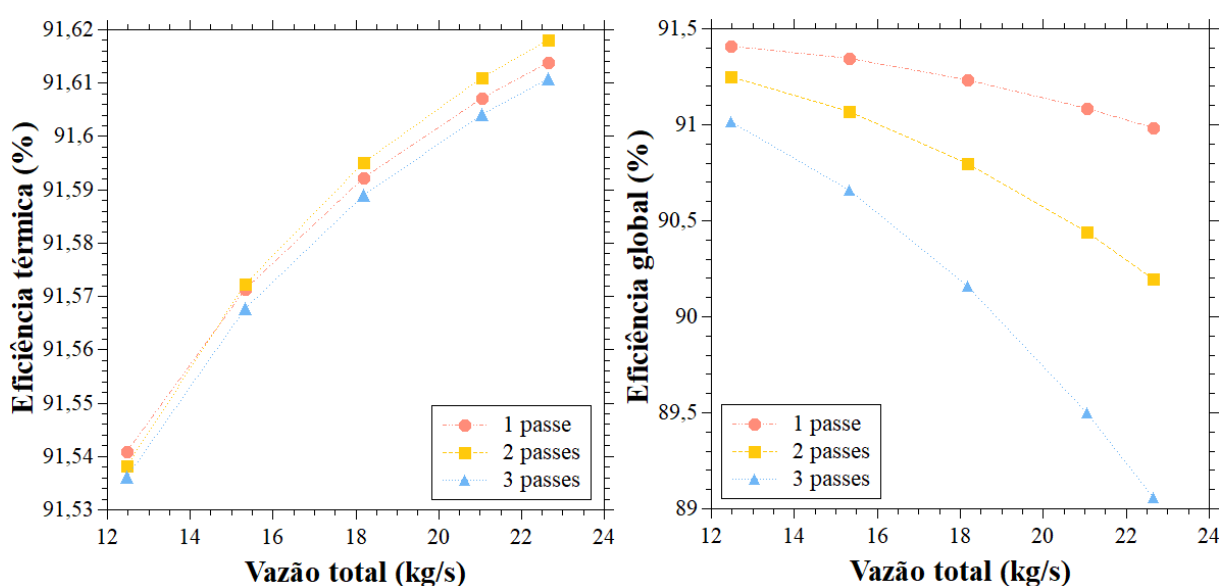
Ao considerar o aumento do número de passes, a vazão mássica novamente se torna a chave para a geração e transferência de calor. Verificou-se que o calor absorvido para três passes se demonstrou maior, uma vez que a geração de calor no cobre para esse caso é superior. Além disso, exceto para a vazão de 12,478 kg/s, a absorção de calor para o caso de um passe foi maior do que para dois passes, seguindo o comportamento de maiores perdas manifestadas nesse primeiro caso e discutida na Seção 4.2.3.1. Em relação à transferência de calor, contactou-se o impulsionamento

do coeficiente de transferência de calor em função do aumento do número de passes, uma vez que esse aumento promove maiores vazões e turbulência em cada serpentina de resfriamento para cada valor de vazão total.

4.2.3.3 Eficiência térmica e eficiência global

Finalmente, é necessária a análise dos parâmetros que norteiam a qualidade do fornecimento dos 10 MW de potência elétrica ao WECS pelas funções do gerador sujeito ao sistema de resfriamento proposto. A discussão, então, permeia os parâmetros de eficiência térmica, obtida a partir da Equação (12), e a eficiência global, disposta no Apêndice C. Assim, a Figura 34 apresenta os resultados obtidos e o comportamento desses dois parâmetros discutidos nesta seção.

Figura 34 – Eficiência térmica e eficiência global manifestada no gerador sob influência da estratégia de resfriamento.



Fonte: Próprio autor.

A eficiência térmica do gerador é o parâmetro que quantifica a qualidade em que se dá a conversão eletromecânica advinda do rotor do WECS. De acordo com a Equação (12), uma vez que é estabelecido a potência de saída, 10 MW em condições nominais, a eficiência térmica se restringe à dependência das perdas e sua relação com o controle térmico. Nesse sentido, verifica-se, a partir da Figura 34, que a eficiência térmica atingiu seu maior valor, 91,62%, para o caso de melhor controle térmico: dois passes da serpentina de resfriamento e vazão mássica de 22,643 kg/s. Em relação ao incremento da vazão mássica, a eficiência térmica demonstrou um comportamento ascendente. Todavia, esse aumento em função da vazão mássica foi inexpressivo, ou seja, a diferença média em relação ao maior e menor valor para o mesmo número de

passes foi de 0,08% (9,05 kW em termos energéticos). Isso decorre da baixa variação das perdas no cobre em função dessa variável, como já mencionado.

Ao que concerne aos números de passes da serpentina de resfriamento, observa-se que o calor gerado é o fator que dita o comportamento da eficiência térmica. Evidencia-se que para o caso de três passes da serpentina, obteve-se as menores eficiências térmicas. Isso decorre da natureza inversamente proporcional entre o calor gerado e a eficiência, que para esse caso manifestou taxas maiores. Esse comportamento era esperado, uma vez que ao aumentar o número de passes, o fluido distancia-se gradativamente da temperatura inicial de 40 °C ao transpassar axialmente o gerador e receber calor dos componentes do gerador, diminuindo as taxas de resfriamento e elevando as temperaturas internas, principalmente do enrolamento. Ainda, como já mencionado, o calor gerado para dois passes da serpentina se apresentou, em geral, menor do que o caso de um passe, culminando em eficiências térmicas maiores, comparativamente.

De forma complementar, a eficiência global é aquela que considera as perdas auxiliares, além das perdas térmicas, do sistema de resfriamento por bombeamento de líquido. Em outras palavras, esse parâmetro auxilia na análise da performance do gerador aos custos do investimento energético do seu resfriamento. Assim, a Figura 34 apresenta a evolução desse parâmetro ao acréscimo da vazão mássica e do número de passes. Adicionalmente, as perdas de pressão do sistema de resfriamento e a potência de bombeamento podem ser observadas na Tabela 11, onde p_{serp} , p_{tp} , p_d e p_{tc} são as quedas de pressão nas serpentinas, na tubulação principal, no distribuidor e no trocador de calor, respectivamente. p_{total} é a queda de pressão total e $P_{bomb.}$ é a potência de bombeamento, como constam no Apêndice C.

Em relação à vazão mássica, observa-se um comportamento oposto ao da eficiência térmica. Isto é, ao aumentar essa variável e, conseqüentemente, a velocidade do fluido, declina-se a eficiência global. Isso ocorre dada a dependência (analiticamente ao quadrado) das perdas de pressão nos dutos com a velocidade, manifestando maiores perdas de carga e maiores solicitações de bombeamento de fluido. De modo geral, a eficiência global atingiu o valor de 89,06%, uma diferença de 2,55% em relação à eficiência térmica, para o caso de três passes e vazão de 22,643 kg/s, devido ao encargo promovido pela perda por bombeamento de 312,76 kW, vide Tabela 11.

Em relação ao aumento do número de passes, houve divergências quanto ao notificado pela literatura. Observando os resultados de Bravo (2022), expressos na Figura 20, pode-se inferir que, nas condições de vazão e número de passes desse trabalho, aumentar esse parâmetro teria efeito ascendente da eficiência global. Ou seja, para uma mesma vazão mássica total, aumentar o número de passes intensificaria a velocidade do fluido em cada serpentina, elevando o coeficiente de transferência de calor e as taxas de absorção pelo fluido. Com isso, as temperaturas internas seriam

Tabela 11 – Resultado das estimativas de queda de pressão nas serpentinas de resfriamento e a potência de bombeamento para os casos estudados.

N. de Passes	Vazão Total [kg/s]	p_{serp} [kPa]	p_{tp} [kPa]	p_d [kPa]	p_{tc} [kPa]	p_{total} [kPa]	$P_{bomb.}$ [kW]
1	12,478	388,8	91,6	23,3	249,8	753,5	15,7
	15,322	541,4	132,8	32,5	358,7	1065,3	27,3
	18,184	716,0	181,0	43,0	468,2	1408,2	42,8
	21,039	910,5	235,9	54,6	577,4	1778,4	62,5
	22,643	1028,3	269,6	61,7	638,8	1998,3	75,6
2	12,478	1253,5	91,6	75,2	249,8	1670,1	34,8
	15,322	1769,6	132,8	106,2	358,7	2367,2	60,6
	18,184	2363,4	181,0	141,8	468,2	3154,4	95,8
	21,039	3027,1	235,9	181,6	577,4	4022,1	141,3
	22,643	3430,0	269,6	205,8	638,8	4544,2	171,8
3	12,478	2512,0	91,6	150,7	249,8	3004,2	62,6
	15,322	3563,2	132,8	213,8	358,7	4268,4	109,2
	18,184	4773,5	181,0	286,4	468,2	5709,1	173,3
	21,039	6126,4	235,9	367,6	577,4	7307,3	256,7
	22,643	6947,6	269,6	416,9	638,8	8272,8	312,8

reduzidas e, assim, a diminuição das perdas no cobre compensariam o investimento energético em bombeamento. Contudo, não foi o resultado encontrado nesse trabalho. Isso pode estar relacionado às escolhas mais conservadoras adotadas neste estudo, que propiciam, comparativamente, maiores temperaturas e maiores perdas no enrolamento em conjunção às perdas auxiliares.

Nesse sentido, os resultados inclinam-se a apontar pela escolha das variáveis de projeto referente a menores números de passes em sentido de fluxo contracorrente sob condições de menores vazões mássicas totais. Em outras palavras, os casos para a serpentina de dois passes evidenciaram melhores eficiências térmicas, menores custos de bombeamento e manteve o gerador dentro dos limites térmicos estabelecidos. Entretanto, quanto à vazão mássica total, menores magnitudes podem elevar as temperaturas internas para além das margens seguras de trabalho. Assim, propõe-se um estudo com maiores intervalos de vazão para averiguar a segurança dessa escolha.

5 CONCLUSÃO E PERSPECTIVAS

Com o intuito de se desvencilhar de questões térmicas limitantes e auxiliar na expansão da instalação de aerogeradores *offshore* de grande porte, este trabalho investigou um gerador síncrono de ímãs permanentes de 10 MW de potência nominal, submetido ao controle térmico propiciado por uma estratégia de resfriamento. A escolha dessa estratégia se baseou em priorizar a região com maior propensão a desencadear temperaturas críticas, a região do enrolamento do gerador, conforme apontado pela literatura especializada. Assim, o sistema de resfriamento direto por bombeamento de água escolhido contou com a disposição de serpentinas com três diferentes números de passes e variadas vazões mássicas (de 12,478 kg/s a 22,643 kg/s), permitindo comparações através da avaliação por experimentações numéricas.

A modelagem computacional contou com a adoção da tratativa do entreferro como um sólido com condutividade térmica efetiva. A escolha dessa abordagem foi baseada na redução das equações a serem resolvidas nesse domínio, com respaldo na prévia utilização da literatura. No entanto, a análise paralela dessa tratativa, em comparação com a modelagem fluidodinâmica também realizada, evidenciou que, para a especificidade da geometria com ressaltos do gerador de estudo, a transferência de calor nas interfaces foi superestimada em 30,9%. Além disso, constatou-se que essa abordagem seria de melhor aplicabilidade para geometrias formadas por cilindros lisos, como formulado originalmente, já que a comparação com o resultado fluidodinâmico foi mais próxima, cerca de 16,4%.

Os resultados no gerador evidenciaram que a proposta de resfriamento se mostrou capaz de efetivar o controle térmico em detrimento das perdas. Em outras palavras, os campos de temperatura permaneceram abaixo dos limites estipulados nos domínios do enrolamento (130 °C) e ímã permanente (120 °C) para todos os casos estudados. Isso ocorreu mesmo no caso com a maior perda térmica registrada, cerca de 870 kW, para o caso de três passes da serpentina de resfriamento e menor vazão estudada.

Quanto à variável de vazão mássica total que adentra as serpentinas de resfriamento do gerador, seu aumento impactou em menores temperaturas do cobre, diminuindo as perdas nesse domínio e, conseqüentemente, aumentando a eficiência térmica do sistema. Entretanto, esse aumento também acarretou em maior perda de carga. Em relação ao número de passes, os resultados obtidos tendem a indicar que menores números de passes, com fluxos axiais em sentidos opostos entre eles, são mais viáveis, atendendo a melhores quesitos térmicos e demandando menores solicitações de bombeamento. A eficiência térmica atingiu seu maior valor, 91,62%, para o caso de melhor controle térmico: dois passes da serpentina de resfriamento e vazão de 22,643 kg/s.

O parâmetro de eficiência global do sistema, que considera as perdas térmicas

e o investimento no bombeamento do fluido, manteve-se acima de 89% para todos os casos. Isso indica que o resfriamento direto é uma proposta viável para aplicação em geradores de grande porte utilizados na geração eólica *offshore*. Nos casos estudados, essa estratégia garantiu alto nível de eficiência energética, ao mesmo tempo em que manteve os campos de temperatura do gerador abaixo dos limites térmicos estabelecidos.

Por fim, para aprimorar os resultados obtidos, é recomendado aprofundar as pesquisas no sentido de:

- Realizar as simulações com modelos que contemplem as formulações térmicas e eletromagnéticas acopladas, obtendo as perdas de forma mais precisa;
- Avaliar um modelo que considere o gerador em sua completude, considerando as regiões finais do enrolamento e cavidade;
- Submeter uma análise em regime transiente para averiguar se há o superaquecimento dos domínios durante o *start-up* da máquina elétrica.
- Realizar estudos experimentais com protótipos em escala para o confronto com os resultados numéricos.

REFERÊNCIAS

ALBARBAR, Alhussein; BATUNLU, Canras. **Thermal Analysis of Power Electronic Devices Used in Renewable Energy Systems**. Cham, Switzerland: Springer International Publishing, 2018. P. 224. ISBN 978-3-319-59828-4.

ALEXANDROVA, Yulia; SEMKEN, Robert Scott; PYRHÖNEN, Juha. Permanent magnet synchronous generator design solution for large direct-drive wind turbines: Thermal behavior of the LC DD-PMSG. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, n. 1, p. 554–563, 2014. ISSN 1359-4311.

ALI, Mohd. Hasan. **Wind Energy Systems: Solutions for Power Quality and Stabilization**. 1. ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2012.

ANSYS. **ANSYS Fluent Theory Guide**. [S.l.], 2013.

ANSYS. **ANSYS Fluent User's Guide**. [S.l.], 2013.

ARRAMBIDE, Iñaki; ZUBIA, Itziar; MADARIAGA, Ander. Critical review of offshore wind turbine energy production and site potential assessment. **Electric Power Systems Research**, v. 167, p. 39–47, 2019. ISSN 0378-7796.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR IEC 60085**: Isolação elétrica — Avaliação e designação térmicas. Rio de Janeiro, set. 2017. P. 5.

BALL, K.S.; FAROUK, B.; DIXIT, V.C. An experimental study of heat transfer in a vertical annulus with a rotating inner cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 32, n. 8, p. 1517–1527, 1989.

BECKER, K. M.; KAYE, Joseph. Measurements of Diabatic Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder. **Journal of Heat Transfer**, v. 84, n. 2, p. 97–104, 1962. ISSN 0022-1481.

BENNION, Kevin; COUSINEAU, Emily; FENG, Xuhui; KING, Charlie; MORENO, Gilbert. **Electric Motor Thermal Management R&D**. IEEE Power & Energy Society General Meeting. 2015. Disponível em: <https://www.ieee-pes.org/presentations/gm2015/PESGM2015P-002837.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2022.

BIANCHI, Nicola; BERARDI, Grazia. Analytical Approach to Design Hairpin Windings in High Performance Electric Vehicle Motors. *In: 2018 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*. [S.l.]: IEEE, set. 2018. P. 4398–4405.

BIN, Xiong; YUN, Feng; GUOHUI, Li. Simulation of Self-Driven Evaporative Cooling System in Large Capacity Permanent Magnet Machine. *In: 21ST International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*. [S.l.: s.n.], 2018. P. 361–364.

BOUAFIA, M; BERTIN, Y; SAULNIER, J.B; ROPERT, P. Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 41, n. 10, p. 1279–1291, 1998.

BRAVO, Gabriel Fernandes. **Thermal analysis of a 10 MW permanent magnet synchronous generator and preliminary project of a direct liquid cooling system**. 2022. F. 80. Monografia (TCC (Graduação)) – Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

CALLISTER JR., William D. **Ciência De Engenharia De Materiais: Uma Introdução**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

CAVAZZUTI, Marco; GASPARI, Gloria; PASQUALE, Stefano; STALIO, Enrico. Thermal management of a Formula E electric motor: Analysis and optimization. **Applied Thermal Engineering**, v. 157, p. 113733, 2019. ISSN 1359-4311.

CELIK, Ismail B.; GHIA, Urmila; ROACHE, Patrick J.; FREITAS, Christopher J.; COLEMAN, Hugh; RAAD, Peter E. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. **Journal of Fluids Engineering**, v. 130, n. 7, jul. 2008.

COLES, Donald. Transition in circular Couette flow. **Journal of Fluid Mechanics**, Cambridge University Press, v. 21, n. 3, p. 385–425, 1965.

DAUNER, Fernando André Lindroth. **Determinação numérico-experimental de expressões analíticas para a avaliação do coeficiente convectivo no interior de um motor elétrico fechado**. 2019. F. 162. Diss. (Mestrado) – Centro de Ciências Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Estado de Santa Catarina, Joinville.

DERISZADEH, Ali; MONTE, Filippo de. On Heat Transfer Performance of Cooling Systems Using Nanofluid for Electric Motor Applications. **Entropy**, v. 22, n. 1, 2020.

DUAN, Yao; HARLEY, Ronald G. Present and future trends in wind turbine generator designs. *In*: 2009 IEEE Power Electronics and Machines in Wind Applications. [S.l.: s.n.], 2009. P. 1–6.

ECLIPSE MAGNETICS. **Neodymium Magnets (NdFeB)**: Neodymium Iron Boron Magnets Datasheet. Sheffield, Reino Unido. Disponível em: <https://www.eclipsemagnetics.com/products/magnetic-materials-and-assemblies/magnet-materials/neodymium-magnet-material>. Acesso em: 7 jun. 2022.

ESTEBAN, M. Dolores; DIEZ, J. Javier; LÓPEZ, Jose S.; NEGRO, Vicente. Why offshore wind energy? **Renewable Energy**, Pergamon, v. 36, n. 2, p. 444–450, fev. 2011. ISSN 0960-1481.

FÉNOT, M.; BERTIN, Y.; DORIGNAC, E.; LALIZEL, G. A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier, v. 50, n. 7, p. 1138–1155, 2011. ISSN 1290-0729.

GAZLEY, Carl. Heat-Transfer Characteristics of the Rotational and Axial Flow Between Concentric Cylinders. **Journal of Heat Transfer**, v. 80, p. 79–90, 1958.

GLOBAL WIND ENERGY COUNCIL. **Global Wind Report 2022**. Bruxelas, Bélgica, 2022.

GRAUERS, A. **Design of Direct-driven Permanent-magnet Generators for Wind Turbines**. 1996. Tese (Doutorado) – School of Electrical e Computer Engineering, Chalmers University of Technology, Göteborg.

GUNDABATTINI, Edison; KUPPAN, Ravi; SOLOMON, Darius Gnanaraj; KALAM, Akhtar; KOTHARI, D.P.; ABU BAKAR, Rosli. A review on methods of finding losses and cooling methods to increase efficiency of electric machines. **Ain Shams Engineering Journal**, v. 12, n. 1, p. 497–505, 2021. ISSN 2090-4479.

HAMDI, Essam S. **Design of small electrical machines**. Chichester, Inglaterra: Wiley, 1994. P. 260. (Design and measurement in electronic engineering). ISBN 0471952028.

HASSETT, T.; HODOWANEC, M. **Electric motor with heat pipes**. Ago. 2009. US7569955B2.

HAYASE, T.; HUMPHREY, J. A. C.; GREIF, R. Numerical Calculation of Convective Heat Transfer Between Rotating Coaxial Cylinders With Periodically Embedded Cavities. **Journal of Heat Transfer**, v. 114, n. 3, p. 589–597, 1992.

HENDERSHOT JR., J. R.; MILLER, T. J. E. **Design of Brushless Permanent-magnet Motors**. 2. ed. Venice, Florida, EUA: Motor Design Books LLC, 2010.

HUANG, Zhe. **Thermal Design of Electrical Machines - Investigation and Evaluation of Cooling Performances**. 2013. F. 139. Tese (Doutorado) – Department of Measurement Technology e Industrial Electrical Engineering, Faculty of Engineering, Lund University, Lund, Suécia.

HUSSAIN, Sajid; GHORBANIAN, Vahid; BENABOU, Abdelkader; CLÉNET, Stéphane; LOWTHER, David A. A study of the effects of temperature on magnetic and copper losses in electrical machines. *In*: 2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM). [S.l.: s.n.], 2016. P. 1277–1283.

INCROPERA, Frank P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne; DEWITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 7 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014. ISBN 978-0470-50197-9.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. **Aquecimento global de 1,5°C**: Sumário para Formuladores de Políticas. Genebra, Suíça, 2018.

JIANG, Yanlong. Wind turbine cooling technologies. **Wind Power Generation and Wind Turbine Design**, WIT Press Southampton, v. 44, p. 613–640, 2010.

KELVION HOLDING GMBH. **Kelvion SelectRT**. Bochum, Alemanha, 2022. Disponível em:

https://selectrt.kelvion.com/selector/system/?utm_campaign=kelvion.com. Acesso em: 10 jun. 2022.

KWAŚNIEWSKI, L. Application of grid convergence index in FE computation. **Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences**, v. 61, No 1, p. 123–128, 2013.

- LEI, Gong; RONGFENG, Luo; ZHENGHUA, Zhang; YUN, Yang; BINGXIN, Liu. **Circulating water cooling system of business turn over pipeline that permanent magnet wind turbine used**. 2016. CN205960892U.
- LETCHER, Trevor M. **Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines**. 1. ed. [S.l.]: Elsevier Inc., Academic Press, 2017.
- MADEMLIS, C.; MARGARIS, N.; XYPTERAS, J. Magnetic and thermal performance of a synchronous motor under loss minimization control. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 15, n. 2, p. 135–142, 2000.
- MALISKA, Clovis Raimundo. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2. ed. [S.l.]: LTC, jun. 2017.
- MANTELLI, Marcia Barbosa Henriques. **Thermosyphons and Heat Pipes: Theory and Applications**. Cham, Suíça: Springer International Publishing, 2021. P. 413. ISBN 978-3-030-62773-7.
- MANWELL, James F; MCGOWAN, Jon G; ROGERS, Anthony L. **Wind energy explained: theory, design and application**. 2. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2010.
- OSSES, Juan. **O método de volumes finitos**. 2016. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/o-metodo-de-volumes-finitos/>. Acesso em: 3 out. 2022.
- POLIKARPOVA, M. **Liquid Cooling Solutions for Rotating Permanent Magnet Synchronous Machines**. 2014. Tese (Doutorado) – Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, Finlândia.
- POLIKARPOVA; RÖYTTÄ, P.; ALEXANDROVA, J.; SEMKEN, S.; NERG, J.; PYRHÖNEN, J. Thermal design and analysis of a direct-water cooled direct drive permanent magnet synchronous generator for high-power wind turbine application. *In*: 2012 XXth International Conference on Electrical Machines. [S.l.]: IEEE, 2012. P. 1488–1495.
- POPIEL, Cz. O.; BOGUSŁAWSKI, L. Local heat-transfer coefficients on the rotating disk in still air. **International Journal of Heat Mass Transfer**, Pergamon, v. 18, n. 1, p. 167–170, 1975.

PYRHONEN, Juha; JOKINEN, Tapani; HRABOVCOVA, Valeria. **Design of Rotating Electrical Machines**. 2. ed. Hoboken, EUA: John Wiley & Sons, 2013. ISBN 978-1-11858157-5.

ROMANAZZI, Pietro; HOWEY, David A. Air-gap convection in a switched reluctance machine. *In: 2015 Tenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*. [S.l.: s.n.], 2015. P. 1–7.

SAIDUR, Rahman. A review on electrical motors energy use and energy savings. **Renewable and sustainable energy reviews**, Elsevier, v. 14, n. 3, p. 877–898, 2010.

SATRÚSTEGUI, Marco; ARTETXE, Gurutz; ELOSEGUI, Ibon; MARTINEZ-ITURRALDE, Miguel; RAMOS, Juan C. Wafter design for totally enclosed electric machines. **Applied Thermal Engineering**, Pergamon, v. 129, p. 93–105, 2018. ISSN 1359-4311.

SAUER, Ildo L. O pré-sal e a geopolítica e hegemonia do petróleo face às mudanças climáticas e à transição energética. **Recursos Minerais do Brasil**, Academia Brasileira de Ciências Rio de Janeiro, p. 308–322, 2016.

SEGHIR-OUALIL, Souhil; HARMAND, Souad; LALOY, Daniel; PHILLIPART, Olivier. Study of the thermal behavior of a synchronous motor with permanent magnets. **Mécanique & Industries**, EDP Sciences, v. 10, n. 6, p. 455–476, 2009.

SEMKEN, Robert Scott; POLIKARPOVA, M.; RÖYTTÄ, P.; ALEXANDROVA, J.; PYRHÖNEN, J.; NERG, J.; MIKKOLA, A.; BACKMAN, J. Direct-drive permanent magnet generators for high-power wind turbines: benefits and limiting factors. **IET Renewable Power Generation**, Institution of Engineering e Technology, v. 6, n. 1, p. 1–8, 2012. ISSN 1752-1424.

SHARAR, Darin; JANKOWSKI, Nicholas; MORGAN, Brian. Review of Two-phase Electronics Cooling for Army Vehicle Applications, p. 42, set. 2010.

SHENG, Jian; MENG, Xiaoqian; CHU, Shuying; GUO, Huijing. Review of the Cooling Technology for High-power Wind Turbines. *In: PROCEEDINGS of the 5th International Conference on Advanced Design and Manufacturing Engineering*. [S.l.]: Atlantis Press, 2015. P. 1798–1803.

SUN, Yalong; ZHANG, Shiwei; CHEN, Gong; TANG, Yong; LIANG, Fuye. Experimental and numerical investigation on a novel heat pipe based cooling strategy for permanent magnet synchronous motors. **Applied Thermal Engineering**, v. 170, p. 114970, 2020. ISSN 1359-4311.

UMANS, Stephen D. **Máquinas Elétricas de Fitzgerald e Kingsley**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2014.

VOIGDLENER, Thiago. **Desempenho térmico de motores elétricos de indução**. 2010. F. 219. Tese (Doutorado) – Curso de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

WU, Bin; LANG, Yongqiang; ZARGARI, Navid; KOURO, Samir. **Power conversion and control of wind energy systems**. 1. ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2011. (IEEE Press series on power engineering 74).

YARAMASU, Venkata; WU, Bin; SEN, Paresh C; KOURO, Samir; NARIMANI, Mehdi. High-power wind energy conversion systems: State-of-the-art and emerging technologies. **Proceedings of the IEEE**, v. 103, n. 5, p. 740–788, 2015.

YUAN, W.W. **Investigation on the wind turbine cooling system**. 2008. Diss. (Mestrado) – Nanjing University of Aeronautics Astronautics, Nanjing.

ZEAITER, Amal. **Thermal Modeling and Cooling of Electric Motors : Application to the Propulsion of Hybrid Aircraft**. 2020. F. 240. Tese (Doutorado) – ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers.

APÊNDICE A – UDF: PERDAS NO COBRE

```
/******  
UDF para geração interna no cobre em função da temperatura  
*****/  
  
/*Constantes obtidas a partir da linearização das equações de perdas por  
efeito Joule*/  
#define A -36045.70    /*[W/m^3]*/  
#define B 1062.27     /*[W/K.m^3]*/  
  
DEFINE_SOURCE(cooper_source,c,t,dS,eqn)  
{  
    real T = C_T(c,t);  
    real source;  
    source=A+B*T;  
    dS[eqn]=B;  
    return source;  
}
```

APÊNDICE B – UDF: PERDAS NO FERRO

```

/*****
UDF para geração interna no ferro do estator, diferenciação entre dente
e coroa
*****/

/*Perda por histerese e corrente parasita na coroa do estator */
#define Ce 28061.8    /*[W/m^3]*/
/*Perda adicional, histerese e corrente parasita no dente do estator */
#define De 61389.1    /*[W/m^3]*/

DEFINE_SOURCE(iron_source,c,t,dS,eqn)
{
  real x[ND_ND];
  real source;
  float R;

  C_CENTROID(x,c,t);
  R=sqrt(x[0]*x[0]+x[1]*x[1]);

  if (R>6.4017)
    source=Ce;
  else
    source=De;

  dS[eqn]=0.0;
  return source;
}

```

APÊNDICE C – ESTIMATIVA DA EFICIÊNCIA GLOBAL

A metodologia para obtenção da eficiência global do gerador envolve as perdas térmicas manifestadas e as perdas por bombeamento do líquido de resfriamento. Dessa forma, este apêndice apresenta as equações para a estimativa desse parâmetro de qualidade, bem como a metodologia para a estimativa da potência de bombeamento requerida para o sistema. Algumas variáveis deste apêndice não constam na lista de símbolos.

PERDAS DE PRESSÃO

Dutos de resfriamento

As perdas de pressão decorrentes da passagem do fluido pelas serpentinas de resfriamento (p_{serp}) foram determinadas diretamente a partir dos resultados numéricos obtidos nas simulações realizadas.

Tubulação principal

Para a determinação dessa perda, utilizou-se um comprimento de tubulação principal (L_{tp}) de 50 m e um diâmetro de (D_{tp}) de 2,5 pol. Além disso, o fator de atrito foi estimado pela correlação de Petukhov para cilindros lisos (INCROPERA *et al.*, 2014), como segue:

$$f = (0,790 \ln \text{Re}_D - 1,64)^{-2} \quad (26)$$

onde, f é o fator de atrito e Re_D é o Número de Reynolds como função do diâmetro hidráulico.

Assim, a perda de pressão na tubulação principal (p_{tp}) é dada por:

$$p_{tp} = \rho_{liq} f \left(\frac{L_{tp}}{D_{tp}} \right) \frac{v_{liq, tb}^2}{2} \quad (27)$$

sendo ρ_{liq} a massa específica do líquido de resfriamento e $v_{liq, tb}$ a velocidade média desse líquido na tubulação principal.

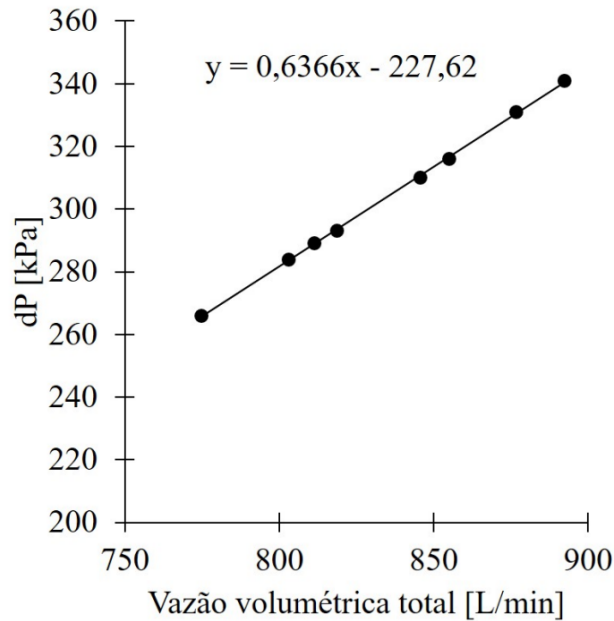
Distribuidores

A queda de pressão nos distribuidores (p_d) foi estimada conforme proposto por Bravo (2022): 6% das perdas de pressão nos dutos de resfriamento.

Trocador de calor

A determinação da perda de pressão no trocador de calor (p_{tc}) baseou-se nos dados fornecidos pelos catálogos da Kelvion Holding GmbH (2022 apud BRAVO, 2022), os quais apresentam uma relação explicitada na Figura 35.

Figura 35 – Queda de pressão no trocador de calor do sistema de resfriamento como função da vazão de trabalho.



Fonte: Adaptado de Kelvion Holding GmbH (2022 apud BRAVO, 2022).

POTÊNCIA DE BOMBEAMENTO

Diante do exposto, as perdas de pressão total (p_{total}) consistem na soma das quedas de pressão, de forma que:

$$p_{total} = p_{serp.} + p_{tp} + p_d + p_{tc} \quad (28)$$

Assim, pode-se obter a potência requerida para superar as perdas de carga promovidas pelas perdas do sistema de resfriamento:

$$P_{bomb.} = \frac{Q_{total} p_{total}}{\eta_{bomb.}} \quad (29)$$

onde, $P_{bomb.}$ é a potência de bombeamento, Q_{total} é a vazão total em m^3/s e $\eta_{bomb.}=0,6$ é a eficiência da bomba.

EFICIÊNCIA GLOBAL

Por fim, o parâmetro de eficiência global (η_g) é determinado como sendo:

$$\eta_g = \frac{P_{e,N}}{P_{perdas,t} + P_{e,N} + P_{bomb.}} \quad (30)$$

onde, $P_{e,N}$ é a potência elétrica nominal de saída do gerador e $P_{perdas,t}$ são as perdas térmicas totais.

ANEXO A – PROCEDIMENTO PARA A ESTIMATIVA DO GCI

O cálculo do GCI foi baseado no procedimento apresentado por Celik *et al.* (2008). As variáveis deste anexo não constam na lista de símbolos.

Passo 1. Definir um tamanho representativo da malha, h . Para um caso tridimensional:

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Delta V_i \right]^{\frac{1}{3}} \quad (31)$$

onde, N é o número total de elementos da malha, V_i é o volume de cada célula.

Passo 2. Gerar três malha com diferenças significativas de tamanho, preservando as características da geometria das células. É desejável que o fator de refinamento de malha, $r = h_{coarse}/h_{fine}$, seja maior que 1,3.

Além disso, extrair as variáveis de interesse a partir dos resultados das simulações realizadas nas três malhas geradas, φ_1 , φ_2 e φ_3 .

Passo 3. Com $h_1 < h_2 < h_3$ e $r_{21} = h_2/h_1$, $r_{32} = h_3/h_2$, calcular a ordem aparente, ρ , utilizando as expressões:

$$\rho = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln \left| \frac{\varphi_3 - \varphi_2}{\varphi_2 - \varphi_1} \right| + q(\rho) \right| \quad (32)$$

$$q(\rho) = \ln \left(\frac{r_{21}^\rho - s}{r_{32}^\rho - s} \right) \quad (33)$$

$$s = 1 \cdot \text{sgn} \left(\frac{\varphi_3 - \varphi_2}{\varphi_2 - \varphi_1} \right) \quad (34)$$

Para tal, pode-se utilizar algum método iterativo. Nesse trabalho foi utilizado o suplemento Solver do *software* Microsoft Excel com método CGR não linear.

Passo 4. Calcular o valor extrapolado:

$$\varphi_{ext}^{21} = \frac{r_{21}^\rho \varphi_1 - \varphi_2}{r_{21}^\rho - 1} \quad (35)$$

Passo 5. Calcular o GCI para a malha mais refinada:

$$GCI_{12} = \frac{1,25e_a^{21}}{r_{21}^\rho - 1} \quad (36)$$

onde, e_a^{21} é o erro relativo entre a variável da malha 1 e 2, dado por:

$$e_a^{21} = \left| \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_1} \right| \quad (37)$$