

Mestrado Integrado em Engenharia Química

Simulação do Escoamento e Transferência de Calor em Transformadores de Potência

Tese de Mestrado

desenvolvida no âmbito da disciplina de

Projecto de Desenvolvimento em Ambiente Empresarial

André Jorge Braga Assembleia

Fluidinova



Departamento de Engenharia Química

Orientador na FEUP: Professora Madalena Maria G. Q. Dias

Orientador na empresa: Doutor Renato Gomes Sousa

Julho de 2009

Agradecimentos

Gostaria de exprimir os meus sinceros agradecimentos à minha orientadora, Professora Madalena Dias, cujo espírito crítico, conhecimento e constante apoio foram elementos indispensáveis para a realização deste projecto. Também gostaria de agradecer ao Doutor Renato Sousa pelo seu apoio e orientação ao longo de todo este projecto, especialmente na área de CFD.

Gostaria de agradecer à EFACEC, nomeadamente ao Engenheiro António Jácomo Ramos, por ter autorizado a realização deste trabalho como projecto de mestrado e sua respectiva publicação.

Também gostaria de exprimir o meu respeito e agradecimentos ao Engenheiro Carlos Fonte que me acompanhou em todos os passos deste projecto, sempre com boa disposição e com uma infinita paciência para me esclarecer dúvidas e aconselhar-me nos obstáculos que foram surgindo ao longo deste projecto.

Os meus sinceros agradecimentos a todos os restantes elementos da Fluidinova, cuja amizade, profissionalismo, apoio e boa disposição fizeram da minha estadia na empresa uma óptima experiência a recordar.

Também gostaria de agradecer à minha família e à minha namorada, Elisabete, por toda a paciência, apoio e encorajamento que me ofereceram e continuam a oferecer todos os dias.

Por último gostaria de agradecer aos meus colegas de faculdade e amigos pela solidariedade, compreensão e apoio que sempre me ofereceram e aos quais desejo o maior sucesso profissional e pessoal, qualquer que seja o rumo que decidam percorrer.

Resumo

Os transformadores de potência são um dos componentes vitais nos sistemas de transmissão e distribuição de energia eléctrica, porém o seu funcionamento não é isento de perdas energéticas na forma de calor. Apesar da utilização de um líquido refrigerante ao longo do transformador (óleo mineral), uma má distribuição deste provoca a formação de focos de altas temperaturas no interior do transformador, denominados de *hot-spots*, que reduzem o tempo de vida do transformador e colocam em risco a segurança da sua utilização. Devido à importância do controlo e determinação da localização e valor de temperatura destes *hot-spots* têm sido desenvolvidas metodologias de simulação e modelização para a sua previsão.

Neste documento apresenta-se um simulador matemático com base no modelo de redes, tendo sido tomado como base o protótipo desenvolvido pela Fluidinova SA previamente a este projecto. Realizaram-se estudos sobre o factor de atrito utilizando simulações em CFD para resolver um problema de convergência no escoamento apresentado pelo protótipo existente. Como resultado destes estudos, foram obtidas novas correlações que foram posteriormente implementadas nos modelos do simulador, juntamente com a inclusão de, fenómenos de escoamento que não eram contemplados pela metodologia existente. Devido a estas descobertas foi necessário realizar uma reformulação dos modelos utilizados pelo simulador, tendo sido depois comparados os resultados obtidos pelo simulador com resultados obtidos por simulação CFD, previamente validada, para o enrolamento AT do transformador estudado.

O simulador desenvolvido apresenta um bom grau de aproximação com os resultados obtidos por CFD e apresenta um tempo de simulação significativamente menor que o obtido em simulação CFD (minutos em vez de horas ou dias).

Palavras Chave (Tema): simulação, transformadores de potência, modelo de redes, hot-spot

Abstract

Power transformers are a vital component of electrical power transmission and distribution systems, however its operation is not free of energy loss in the form of heat. Despite the use of a coolant (mineral oil) that flows through the transformer, a poor distribution of this oil leads to the formation of locations with high temperatures inside the transformer, called hot-spots, which reduce the lifetime of the transformer and put at risk the safety of its use. Because of the importance of monitoring and determining the location and temperature value of these hot-spots, methodologies of modeling and simulation to predict these hot-spots have been developed.

This document presents a mathematical simulator based on network modeling, developed using as starting point the prototype previously developed by Fluidinova SA. Studies on the friction factor were conducted using CFD simulations to solve a convergence problem in the flow model of the existing prototype. As a result of these studies, new correlations were determined and implemented on the simulator models with the inclusion of new flow phenomenon that weren't considered on the existing methodology. Due to this findings a overhaul of the simulator models was carried out, and the results obtained by this new simulator were compared with previously validated results obtained by CFD simulation, for the AT winding of the studied transformer.

The developed simulator shows a good degree of compliance with the results obtained with the CFD simulation and presents a simulation time significantly lower than the one obtained with the CFD simulation (minutes instead of hours or days).

Key-words (subject):simulation, power transformers, network modeling, hot-spot

Índice

Índice	i
Notação e Glossário	iii
1 Introdução.....	1
1.1 Enquadramento e Apresentação do Projecto.....	1
1.2 Objectivos do projecto.....	2
1.3 Organização da Tese	3
2 Estado da Arte	5
2.1 Descrição de um transformador de potência	5
2.2 Hot-spots	9
2.3 Metodologias de Modelização e Simulação	10
3 Descrição Técnica e Discussão dos Resultados	13
3.1 Estudo dos factores de atrito	13
3.1.1 Geometria do modelo 2D	14
3.1.2 Grelha computacional	17
3.1.3 Condições fronteira.....	17
3.1.4 Resultados da simulação.....	19
3.1.5 Factor de atrito	22
3.2 Estudo do impacto da variação da altura axial dos canais radiais no factor de atrito.	25
3.2.1 Modelo de simulação	26
3.2.2 Resultados da simulação.....	26
3.2.3 Factores de atrito.....	27
3.2.4 Inversão de caudal nos canais radiais	28
3.3 Simulador	28
3.3.1 Modelo de Escoamento.....	30
3.3.2 Modelo Térmico	35
3.3.3 Resultados do simulador	42
4 Conclusões	45

5	Referências	47
6	Avaliação do trabalho realizado.....	49
6.1	Objectivos Realizados.....	49
6.2	Limitações e Trabalho Futuro	49
6.3	Apreciação final	49
	Anexo 1 - Modelo de viscosidade e densidade	51
	Anexo 2 - Determinação dos parâmetros geométricos	53
	Anexo 3 - Algoritmos de resolução do simulador	59
	Anexo 4 - Determinação das temperaturas médias	63
	Anexo 5 - Implementação do modelo de redes	65
	Anexo 6 - Coeficientes de transferência de calor	69
	Anexo 7 - Estudos paramétricos	73

Notação e Glossário

ΔP	Queda de pressão	Pa
ΔP_k^s	Fonte de corrente	Pa
$\underline{\Delta P}$	Vector de diferenças de potencial (quedas de pressão)	Pa
$\underline{\Delta P}^s$	Vector de fontes de tensão	Pa
A_f	Área de fluxo	m ²
A_{molha}	Área molhada	m ²
A_{molha}^{rad}	Área molhada do canal radial	m ²
$A_{molha}^{axi,int}$	Área molhada do canal axial interior	m ²
$A_{molha}^{axi,ext}$	Área molhada do canal axial exterior	m ²
A_f	Área de fluxo	m ²
A_f^{rad}	Área de fluxo média do canal radial	m ²
$A_f^{rad,big}$	Área de fluxo na extremidade exterior do canal radial	m ²
$A_f^{rad,small}$	Área de fluxo na extremidade interior do canal radial	m ²
$A_f^{axi,int}$	Área de fluxo do canal axial interior	m ²
$A_f^{axi,ext}$	Área de fluxo do canal axial exterior	m ²
A_x	Área de transferência de calor na direcção axial	m ²
A_r	Área de transferência de calor na direcção radial	m ²
\underline{A}	Matriz de incidências reduzidas	
C_p	Capacidade calorífica do óleo	J kg ⁻¹ K ⁻¹
D_h	Diâmetro hidráulico	m
D_h^{rad}	Diâmetro hidráulico do canal radial	m
$D_h^{axi,int}$	Diâmetro hidráulico do canal axial interior	m
$D_h^{axi,ext}$	Diâmetro hidráulico do canal axial exterior	m

f	Factor de atrito	
\underline{G}	Matriz de condutâncias	
H_{galete}	Comprimento axial da galete	m
$H_{calço}$	Comprimento axial do calço	m
h_0	Coeficiente convectivo do óleo	$W m^{-2} K^{-1}$
K_{cr}	Condutividade média radial da galete	$W m^{-1} K^{-1}$
K_p	Condutividade do papel isolante utilizado na galete	$W m^{-1} K^{-1}$
k_0	Condutividade térmica do óleo	$W m^{-1} K^{-1}$
K_{cx}	Condutividade média axial da galete	$W m^{-1} K^{-1}$
l_p	Espessura de papel isolante	m
L	Número de pontos de discretização no sentido axial	
L	Comprimento do tubo	m
L_r	Comprimento radial da galete	m
L_a	Comprimento azimutal da galete	m
$L_{a,régua}$	Comprimento azimutal da régua	m
M	Número de pontos de discretização no sentido radial	
n_{slices}	Número de divisões do transformador criadas pelos calços	
P	Pressão absoluta	Pa
P_0	Pressão à entrada do enrolamento	Pa
Pr	Número de Prandtl	
Q	Fluxo de calor pelas paredes da galete para o óleo	W
Q_g	Perdas por galete	W
q	Caudal mássico	$kg s^{-1}$
q_0	Caudal mássico na entrada do enrolamento	$kg s^{-1}$
q^*	Caudal mássico normalizado	$kg s^{-1}$

q_k^s	Fonte de tensão	kg s^{-1}
\mathbf{q}	Vector de caudais mássicos	kg s^{-1}
\mathbf{q}^s	Vector dos termos independentes	kg s^{-1}
Re	Número de Reynolds	
R_{ee}	Raio exterior do enrolamento	m
R_{ei}	Raio interior do enrolamento	m
R_i	Raio interno da galete	m
R_k	Resistência ao escoamento	
\mathbf{R}	Matriz de resistências	
s_r	Comprimento de entrada térmico	m
T_c	Temperatura nas galetes	$^{\circ}\text{C}$
Th	Temperatura na direcção radial	$^{\circ}\text{C}$
Thm	Temperatura média entre dois nós num canal radial	$^{\circ}\text{C}$
Tm	Temperatura média do óleo num canal axial	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{óleo}}$	Temperatura óleo	$^{\circ}\text{C}$
T_0	Temperatura de referência	$^{\circ}\text{C}$
Tv	Temperatura na direcção axial	$^{\circ}\text{C}$
Tvm	Temperatura média entre dois nós num canal axial	$^{\circ}\text{C}$
V_{efec}	Volume efectivo	m^3
V_{efec}^{rad}	Volume efectivo do canal radial	m^3
$V_{efec}^{axi,int}$	Volume efectivo do canal axial interior	m^3
$V_{efec}^{axi,ext}$	Volume efectivo do canal axial exterior	m^3
v_p	Volume da partição aplicada na galete	m^3
\mathbf{Y}	Matriz de admitâncias	

Letras gregas

μ	Viscosidade	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
ρ	Densidade	kg m^{-3}
ρ_0	Densidade do óleo à temperatura de referência	kg m^{-3}
β	Coefficiente de expansão térmica	$^{\circ}\text{C}^{-1}$

Índices

<i>rad</i>	Radial
<i>axi</i>	Axial
<i>int</i>	Interior
<i>ext</i>	Exterior
<i>k</i>	Variável de contagem do nó
<i>b</i>	<i>Branching</i>
<i>c</i>	<i>Confluence</i>
<i>T</i>	Transposta
<i>l</i>	Ponto da discretização na direcção axial
<i>m</i>	Ponto da discretização na direcção radial

Lista de Siglas

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
IEE	<i>Intelligent Energy Europe</i>
IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i>

1 Introdução

1.1 Enquadramento e Apresentação do Projecto

Os transformadores de potência são um dos componentes vitais nos sistemas de transmissão e distribuição de energia eléctrica. Com o avanço da tecnologia tem-se vindo a desenvolver transformadores cada vez mais eficientes, fiáveis e de menor nível de ruído com o objectivo de assegurar as diferentes necessidades energéticas dos consumidores (Susa, 2005).

Actualmente os transformadores do tipo *core* são constituídos por três fases, cada uma com uma série de enrolamentos de um condutor eléctrico. Apesar dos desenvolvimentos no seu design, o seu funcionamento ainda não é isento de perdas de energia. Parte significativa destas perdas de energia traduz-se na geração de calor não uniforme ao longo do enrolamento que é prejudicial para o seu tempo de vida. Para contrariar os efeitos deste fenómeno recorre-se ao uso de um óleo mineral dieléctrico para funções de refrigeração do equipamento. Este é distribuído pelo transformador através de uma rede de canais existente no seu interior, porém uma distribuição inadequada do óleo por estes canais resulta na formação de pontos quentes, *hot-spots*, locais (Susa, 2005; Zhang & Xianguo, 2006a).

A temperatura deste *hot-spot* é o parâmetro mais importante que afecta o tempo de vida de um transformador, e a sua determinação é já um requisito em testes de certificação de novos modelos (International Electrotechnical Commission, 1993). Por estas razões tanto fabricantes como consumidores têm demonstrado um interesse incessante na sua previsão através de métodos experimentais ou numéricos. No entanto, devido à complexidade estrutural dos transformadores é difícil medir com exactidão estes pontos através de métodos experimentais provocando o desenvolvimento de simuladores matemáticos que permitam a previsão da localização e temperatura destes *hot-spots*.

A Fluidinova SA, a pedido da EFACEC, foi encarregada de criar uma ferramenta de simulação que preveja com exactidão os fenómenos de escoamento e transferência de calor presentes nos enrolamentos dum transformador. Esta deve ser adaptável para diferentes configurações geométricas de transformadores e apresentar tempos de simulação suficientemente baixos para que seja uma ferramenta prática para estudos e testes de certificação de diferentes *designs* de transformadores.

Este projecto consiste então no apoio à criação desta ferramenta, tendo sido realizados estudos para melhorar as correlações aplicadas aos modelos de escoamento e uma reestruturação dos modelos de resolução numérica com o objectivo de tornar esta ferramenta

mais flexível e robusta para a simulação de diferentes geometrias de transformadores e de diferentes condições operatórias.

1.2 Objectivos do projecto

Este projecto teve três objectivos principais:

1. Dar apoio ao desenvolvimento ao simulador dos fenómenos de escoamento e de transferência de calor presentes num transformador do tipo core que permita prever a localização e temperatura do *hot-spot* do transformador;
2. Criação de novas correlações de cálculo de factores paramétricos do escoamento apropriados para o caso em estudo de forma a melhorar a performance do simulador;
3. Comparar os resultados previstos do simulador com resultados de simulação CFD em 3D previamente validados para o mesmo caso estudo.

O trabalho realizado na empresa Fluidinova no âmbito deste projecto permitiu reformular as correlações do factor de atrito utilizadas previamente pelo simulador melhorando a exactidão dos seus resultados face a resultados obtidos por CFD do mesmo enrolamento previamente validados.

Foi também realizada a remodelação do código do simulador de forma a expandir a gama de variações geométricas no *design* do enrolamento aceites pelo simulador. Esta remodelação também permitiu reduzir o tempo de simulação substancialmente (de cerca de 20 minutos para 1-2 minutos).

Estas alterações permitiram a simulação de diferentes configurações geométricas do enrolamento em estudo, para várias condições operatórias evidenciando o potencial desta ferramenta para o estudo dos efeitos de alterações geométricas e das condições operatórias do enrolamento nos perfis de escoamento e temperatura no seu interior.

1.3 Organização da Tese

Esta tese encontra-se dividida em 4 capítulos:

No primeiro capítulo faz-se uma introdução ao projecto, aos transformadores de potência, e ao problema apresentado por estes, os *hot-spots*.

No segundo capítulo realiza-se uma descrição mais detalhada da estrutura física e modos de operação dum transformador tipo core assim como o modo como a existência de *hot-spots* é prejudicial para os transformadores de potência. É também feita uma revisão das metodologias de modelização e simulação existentes para os transformadores de potência.

No terceiro capítulo apresenta-se os estudos em CFD realizados para a obtenção de correlações do factor de atrito apropriadas para o caso em estudo de forma a serem incorporados no simulador desenvolvido. Em seguida é realizada uma descrição detalhada do simulador desenvolvido, sendo apresentado em detalhe os modelos de escoamento e de transferência térmica desenvolvidos. Por último são comparados os resultados obtidos pelo simulador desenvolvido e por CFD para um transformador ODAF e apresentados alguns estudos de variação paramétrica realizados com auxílio do simulador.

No quarto capítulo são apresentadas conclusões acerca do desempenho e funcionalidade do simulador e são referenciados alguns pontos a serem estudados futuramente.

2 Estado da Arte

Ao longo das últimas décadas a indústria energética tem sido alvo de grandes atenções devido ao seu papel fundamental para o desenvolvimento sustentável da civilização humana. Além da incessante procura de novas e melhores fontes de energia, a necessidade de maiores e melhores sistemas de distribuição de energia eléctrica, acoplada com o aumento dos requisitos de segurança e de fiabilidade tem provocado uma busca incessante de novas e melhores tecnologias.

Os transformadores de potência representam a maior fatia de investimento capital nas subestações de transmissão e de distribuição. Adicionalmente, o *output* dum transformador de potência tem um impacto económico considerável na operação de uma rede eléctrica (Susa, 2005). Estes equipamentos têm como função converter variações de uma corrente alterna num circuito primário em variações de parâmetros eléctricos como tensão e corrente num circuito secundário com a mesma frequência utilizando o princípio da indução mútua (Wakil et al., 2006).

O seu funcionamento é caracterizado por ser em contínuo, de output eléctrico variável, dependendo das necessidades eléctricas da rede, e pela existência de perdas de energia no seu interior. Estas perdas energéticas surgem sobre a forma de geração de calor sendo prejudiciais para o tempo de vida do transformador. Actualmente, os transformadores imersos em líquido (usualmente óleo mineral) são cada vez mais importantes visto que os transformadores de alta tensão são quase impossíveis de operar correctamente sem o uso de óleo mineral como um dieléctrico e refrigerante (Susa, 2005).

2.1 Descrição de um transformador de potência

Um transformador de potência típico - do tipo CORE - é composto por um núcleo magnético de ferro e enrolamentos de alta e baixa tensão com um número arbitrário de espiras na direcção radial, apresentando uma geometria cilíndrica (Chun-Hao, 2001). Em termos de configurações geométricas, os enrolamentos de um transformador podem ter duas formas base - camadas ou galletes - sendo último o mais popular para a tecnologia mais avançada. O núcleo de ferro é essencialmente constituído por chapas de aço laminado a frio, de cristais orientados, encontrando-se no centro geométrico do transformador. O ferro assegura que a todas as linhas de força de campo magnético que passam por um circuito

também passam pelo segundo circuito e que, de facto, essencialmente todo o fluxo magnético é confinado ao ferro (Wakil, Chereches, & Padet, 2006).

À volta do núcleo encontram-se dispostos concentricamente os enrolamentos de alta e baixa tensão. Estes enrolamentos são compostos de um fio condutor isolado, normalmente cobre isolado por papel de celulose, enrolado concentricamente ao longo da direcção axial do transformador, formando discos (*windings*) denominados por galletes. Um esquema representativo da estrutura de um transformador é apresentado na Figura 1.

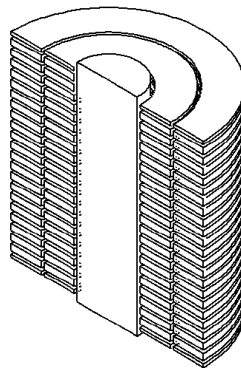


Figura 1 - Esquema estrutural de um transformador tipo core (Chun-Hao, 2001).

As galletes encontram-se separadas axialmente por pequenos espaçamentos (*gaps*) provocados pela presença de calços (*spacers*) que são utilizados como suporte da posição axial das galletes. São nestes pequenos espaçamentos, referidos como canais radiais, que o fluido refrigerante escoar no interior do transformador. As extremidades radiais das galletes são também separadas dos componentes vizinhos (núcleo, enrolamento ou parede exterior do transformador) pelo uso de régua que percorrem todo a altura axial do transformador, criando assim canais axiais por onde o fluido pode escoar (Chun-Hao, 2001). A localização destes diferentes componentes pode ser visualizada na Figura 2.

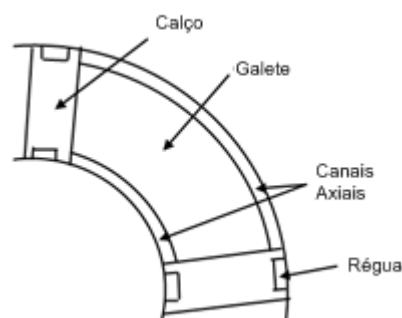


Figura 2 - Esquema de topo de uma secção entre dois calços do transformador.

De forma a dirigir o fluido pelos canais radiais são inseridas tiras de cartão, denominadas de rodelas (*washers*), periodicamente ao longo da direcção vertical para forçar um escoamento do tipo zig-zag através do enrolamento, Figura 3 (Zhang & Xianguo, 2004a). Estas rodelas separam o escoamento em várias secções ou blocos (região entre duas rodelas), podendo conter no seu interior um número variável de galetes. A altura axial dos canais pode também variar no interior do bloco ou entre blocos. As rodelas podem ser posicionadas no topo/base (Figura 3a) ou na linha central dos canais que separam os blocos (Figura 3b). Alternativamente, as rodelas podem ser posicionadas de forma a bloquear os canais axiais, sendo então posicionadas no plano central das galetes (Figura 3c). Basicamente este arranjo de passagens em zig-zag permite ao óleo de arrefecimento ter dois tipos de direcção de fluxo para cada bloco: o óleo entra no bloco pelo canal vertical interior e sai pelo canal vertical exterior (IE), ou vice-versa (EI) (Zhang & Xianguo, 2004a).

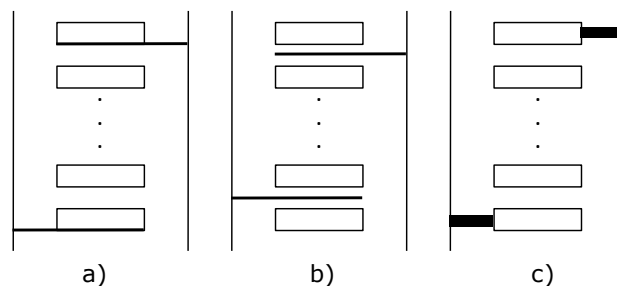


Figura 3 - Diferentes esquemas de posicionamento das rodelas (Zhang & Xianguo, 2004a).

Durante a operação normal de um transformador existem perdas de energia no seu interior, sendo a maioria destas localizadas fundamentalmente em duas partes, o núcleo magnético e nas galetes. No núcleo magnético as perdas são geradas pela variação do fluxo alternante no circuito magnético e, portanto, estão directamente relacionadas com a indução e conseqüentemente a tensão aplicada. As perdas nas galetes ocorrem principalmente como perdas de resistência (I^2R) e perdas por correntes Eddy, estando relacionadas com a carga do transformador e ocorrem de forma não uniforme ao longo do transformador, dependendo da geometria do enrolamento e das temperaturas local (Zhang & Xianguo, 2006a).

Todas estas perdas provocam o aquecimento nas partes correspondentes do transformador e este calor deve ser transferido por convecção para o líquido refrigerante (óleo) que percorre o transformador, sendo o calor recolhido pelo óleo transferido para um meio refrigerante através de um permutador de calor.

O método base utilizado para o arrefecimento dos transformadores de potência consiste em promover a transferência do calor libertado pelo núcleo de ferro e das galetes para um

óleo mineral enquanto este percorre o transformador. Quando este atinge a saída do transformador é dirigido para um radiador externo onde transfere o calor adquirido para um meio refrigerante (normalmente ar).

O tipo de escoamento do óleo e do ar podem ser controlados dando origem a diferentes sistemas de arrefecimento, para os quais a IEE estabeleceu designações *standard*: ODAF, OFAF, ONAF e ONAN (Hunt & Giordano, 2005). As duas primeiras letras identificam o tipo de fluido utilizado como refrigerante no interior do transformador e o tipo de escoamento utilizado. As duas últimas identificam o meio refrigerante nos radiadores externos e o tipo de escoamento deste. Assim esta designação permite descrever completamente o método de arrefecimento do transformador, tendo este impacto no tipo de resposta do óleo de arrefecimento durante condições de sobrecarga eléctrica (Hunt & Giordano, 2005).

Num sistema de arrefecimento OF (óleo forçado), o óleo é bombeado para o interior do transformador, porém a sua passagem pelos diferentes enrolamentos ocorre por circulação natural, podendo parte do óleo não passar junto dos enrolamentos. Em sistemas OD (óleo dirigido), o óleo é bombeado e forçado através dos diferentes enrolamentos, sendo assim obrigado a percorrer todos os canais existentes no transformador, adjacentes aos enrolamentos. O sistema de arrefecimento ON (óleo natural) consiste no escoamento natural do óleo, onde o óleo é aquecido pelas galletes e adquire uma força motriz térmica que compensa as perdas de pressão ao longo do sistema de circulação do óleo através do princípio de termosifão. Este princípio consiste em que, em estado estacionário, as quedas de pressão totais ao longo do sistema devem ser equivalentes a força motriz térmica do óleo, obtendo-se então um maior aumento da temperatura do óleo porém mantendo a temperatura do *hot-spot* sobre controlo (Zhang & Xianguo, 2006a).

O arrefecimento por ar forçado (AF) é normalmente aplicado em transformadores de elevada potência, que utiliza ventiladores para forçar a passagem de ar pela superfície dos radiadores, podendo assim melhorar a sua eficiência. O arrefecimento por ar natural (AN) é utilizado em transformadores de menores dimensões e potência (Hunt & Giordano, 2005).

Os transformadores com sistemas de arrefecimento ONAN (óleo natural e ar natural) são sistemas silenciosos e com maior fiabilidade, visto não serem dependentes de sistemas mecânicos como ventiladores e bombas. Por outro lado, transformadores com ONAF (óleo natural e ar forçado) apresentam melhor eficiência e desempenho, mas produzem maior nível de ruído devido ao uso de ventiladores para o arrefecimento nos radiadores (Gharehpetian et al., 2008).

2.2 Hot-spots

Como parte dos testes requeridos para certificação de novas unidades, é utilizado um teste de subida de temperatura para demonstrar que em condições de carga máxima e à temperatura ambiente normal de operação, a temperatura média das galetes não ultrapassam os limites impostos pela indústria (norma IEC 60076-2, 1993). Porém a temperatura da galete não é uniforme devido à geração de calor não uniforme ao longo da mesma, sendo que o factor limitante real é de facto a secção mais quente da galete normalmente chamada de *hot-spot* da galete. Estes *hot-spots* encontram-se em geral perto da zona superior do transformador, onde se evidenciam as temperaturas mais elevadas como se mostra na Figura 4, e a sua localização que não é acessível por medições directas usando os métodos existentes (Susa, 2005), estando no entanto actualmente a ser testadas medições com o auxílio de fibras ópticas.

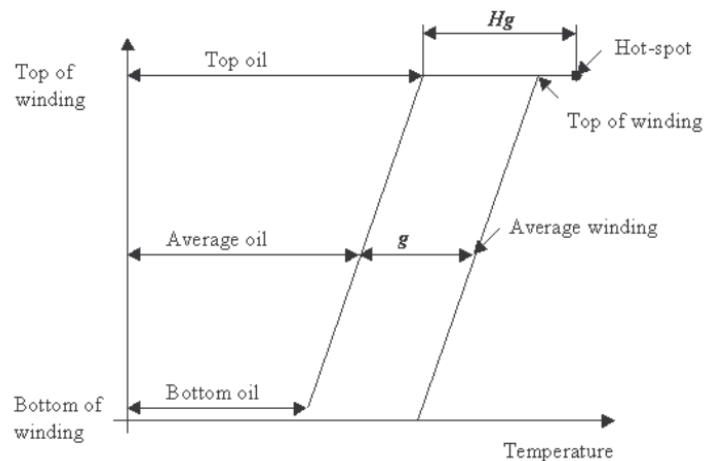


Figura 4 - Diagrama térmico de um transformador apresentando a distribuição térmica ao longo da altura do enrolamento e no interior dos canais de óleo (Susa, 2005).

Como foi referido os condutores de cobre que compõem as galetes e as próprias galetes são envolvidos por um material isolante, normalmente papel. A temperatura deste papel é o principal factor do envelhecimento de um transformador. Segundo Bérubé, et al. (2007), com o decorrer do funcionamento do transformador e a presença de temperaturas elevadas, a celulose presente no isolamento sofre um processo de despolimerização. Este fenómeno resulta na degradação das propriedades mecânicas do papel sejam a tensão de ruptura e a elasticidade. Eventualmente o papel fica estaladiço e não é capaz de suportar as forças de curto-circuito ou vibrações que fazem parte da vida operatória de um transformador. Esta situação caracteriza o final de vida do isolamento e sendo este um processo irreversível também define o final de vida do transformador.

Através de esforços contínuos realizados no estudo deste processo os transformadores modernos utilizam papéis quimicamente tratados para melhorar a estabilidade da estrutura da celulose para altas temperaturas. Conforme apresentado em Bérubé, et al. (2007) a temperatura do *hot-spot* tabelada para este tipo de papel é 110°C e um aumento de 7°C provoca a duplicação do factor de aceleração de envelhecimento do transformador. Para transformadores antigos que utilizam papel *kraft* normal, a temperatura do *hot-spot* tabelada é de 95°C (pela IEEE) ou 97°C (de acordo com a IEC). Este papel é também muito sensível à temperatura e em caso de uma sobrecarga de emergência (assumindo que provoca uma temperatura *hot-spot* de 140°C) o factor de aceleração do envelhecimento é cerca de 100, ou seja, uma hora nestas condições de temperatura é equivalente a 100 horas de funcionamento na temperatura de operação normal. A Figura 5 mostra o aumento característico do factor de envelhecimento dum transformador com o aumento da temperatura do *hot-spot* para os diferentes materiais isolantes.

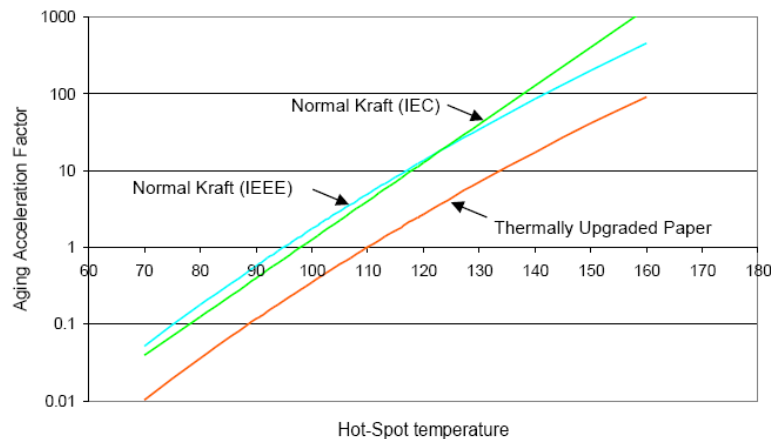


Figura 5 - Efeitos da temperatura no envelhecimento do papel (Bérubé et al., 2007)

2.3 Metodologias de Modelização e Simulação

Os fabricantes actuais de transformadores usam modelos matemáticos nos seus estudos de *design* diários para assegurar o controlo na distribuição de temperatura, incluindo as temperaturas dos *hot-spots* nas diferentes galletes assim como as temperaturas médias das galletes e as temperaturas do óleo nos diferentes pontos do transformador.

Na prática, o sobreaquecimento local nas galletes ocorre devido a uma distribuição deficiente do óleo pelos canais radiais, sendo portanto necessário tomar em consideração o acoplamento entre o escoamento do fluido e a transferência de calor nas galletes de forma a se obter uma boa previsão da localização e temperatura do *hot-spot* por parte dos métodos

de simulação. Então estes modelos matemáticos precisam de incorporar fórmulas para as quedas de pressão e para a transferência de calor nas diferentes partes do transformador.

Os dois métodos referenciados na literatura como os mais utilizados e indicados para este tipo de previsão utilizam ou modelização por CFD, Computação em Fluidos Dinâmicos ou Modelos de Redes.

O CFD é um método computacional que tem sido extensivamente explorado e refinado por empresas como a ANSYS, responsável pela comercialização dos programas Fluent™ e Gambit™, sendo na actualidade uma ferramenta muito poderosa para a simulação de fenómenos de escoamento, transferência de massa e transferência de calor em fluidos. Têm sido realizados diversos estudos para a formulação de modelos CFD para a simulação de transformadores que apresentam considerações sobre o tipo de grelha a utilizar assim como considerações sobre os modelos de simulação de escoamento a utilizar, (Pandit et al. 2007; Gharehpetian et al., 2008). Porém, apesar de ser possível realizar estudos detalhados com o uso de programas CFD comerciais, o CFD não é viável para o trabalho de design realizado no dia-a-dia na indústria devido ao elevado tempo de simulação necessário, que pode variar entre horas a dias dependendo da complexidade do modelo utilizado (Kranenborg et al., 2008).

A Fluidinova SA tem adquirido um grande *know-how* em CFD devido à sua oferta de consultoria para a resolução de problemas industriais com esta tecnologia. Em projectos anteriores com a EFACEC, a Fluidinova SA comprovou a utilidade do CFD na simulação de transformadores tipo *shell* tendo obtido um elevado grau de aproximação aos dados experimentais fornecidos pela EFACEC (Gomes et al., 2007a,b). Apesar da grande capacidade de simulação do CFD, este requer um poder computacional elevado, requerendo elevados tempos de simulação, assim como uma modelização extensiva para os diferentes designs. É então necessário recorrer a modelos matemáticos que embora menos precisos, sejam menos pesados e mais fácil de utilizar para os diferentes designs de forma a ser uma ferramenta útil e prática para o trabalho de design realizado no dia-a-dia na indústria.

Os modelos de redes hidráulicas no contexto da simulação do escoamento em transformadores, foi usado pela primeira vez nos anos 80 com o intuito de calcular a distribuição de caudais, e acoplar-se com o modelo térmico de forma a obter-se a distribuição de temperaturas (Oliver, 1980; Allen & Childs, 1986). Infelizmente os modelos existentes eram muito simplistas sendo negligenciada a não uniformidade da área transversal nos canais radiais. Del Vecchio & Feghali (1999) utilizaram o princípio de redes para desenvolver um modelo hidráulico para transformadores, mas a geometria axissimétrica nos canais radiais foi aproximada como canais rectangulares de área transversal constante e os efeitos de contracção/expansão do escoamento a entrada/saída dos canais foram negligenciadas. Zhang

& Xianguo (2004a) considerou que estes efeitos, denominados de *minor losses*, eram dominantes para o tipo de escoamento presente nos transformadores e realizou uma análise detalhada da geometria envolvida, sendo estes aplicados no desenvolvimento do seu modelo de escoamento para transformadores ONAN. Utilizando este modelo Zhang & Xianguo (2004b) estudou os efeitos do caudal total do óleo, do tipo de escoamento e dos parâmetros geométricos nas perdas de carga do enrolamento. Os mesmos autores apresentam em Zhang & Xianguo (2006a) um modelo térmico para o transformador, dividido em dois submodelos: um modelo para o escoamento não-isotérmico e para a condução no interior das galetes. Este modelo é então acoplado ao modelo de escoamento desenvolvido pelos autores previamente, permitindo calcular os perfis térmicos dos canais e das galetes, sendo depois estudados os efeitos de diversos parâmetros de design e de operação na temperatura do *hot-spot* com o uso deste modelo em Zhang & Xianguo (2006b).

Apesar dos melhoramentos sucessivos nos modelos, estes não consideram certos fenômenos que decorrem nos transformadores como o efeito no escoamento da variação da altura axial dos canais radiais num enrolamento e não são adaptáveis para as diferentes configurações geométricas dos diferentes enrolamentos, existindo assim a necessidade de desenvolver simuladores que contemplem estas considerações.

3 Descrição Técnica e Discussão dos Resultados

A Fluidinova SA, após ter demonstrado ser possível simular em CFD transformadores do tipo shell, obtendo um elevado grau de concordância com resultados experimentais (Gomes et al., 2007a,b), foi requisitada pela EFACEC para criar um simulador matemático que permitisse obter os mesmos resultados que os modelos de CFD (perfis de distribuição de caudal e de temperatura do óleo e de temperaturas no interior das galletes) e que fosse mais flexível e de execução mais rápida de forma a ser implementado como ferramenta para os trabalhos de design de transformadores e estudos paramétricos realizados no dia-a-dia da indústria de produção de transformadores.

No início deste projecto a Fluidinova SA já tinha desenvolvido um protótipo desta ferramenta, contemplando apenas a simulação do enrolamento AT de um transformador tipo core, porém este apresentava problemas de convergência na simulação do escoamento ao longo do enrolamento, mais especificamente, em locais com canais radiais adjacentes com alturas axiais diferentes.

A primeira tarefa realizada neste projecto foi então o estudo das correlações do factor de atrito utilizadas pelo modelo de escoamento do simulador, de forma a diagnosticar e solucionar o problema de convergência existente.

3.1 Estudo dos factores de atrito

Ao longo de projectos anteriores realizados pela Fluidinova a pedido da EFACEC foram realizadas simulações em CFD em 2D e 3D de um transformador do tipo ODAF, tendo sido os resultados obtidos nestas simulações validados com os resultados experimentais obtidos *in situ* fornecidos pela EFACEC. Os resultados destas simulações foram, então, utilizados para a determinação dos factores de atrito e dos coeficientes de transferência de calor, de forma a serem utilizados no simulador, porém, o simulador apresentava dificuldades na previsão do escoamento.

Numa tentativa de identificar elementos que justificassem as dificuldades apresentadas na previsão do simulador, foi realizada uma revisão à metodologia utilizada para a obtenção das correlações dos factores de atrito. Para a realização deste estudo procedeu-se à simulação em CFD do modelo geométrico 2D simplificado do transformador em estudo, de forma a obter os valores experimentais de temperatura, pressão e caudais mássicos necessários para o cálculo do factor de atrito e número de Reynolds correspondente.

A seguir encontra-se descrito em detalhe o modelo 2D criado sendo referidas todas as considerações tomadas nos diferentes passos da sua construção.

3.1.1 Geometria do modelo 2D

A construção do modelo iniciou-se com a criação do domínio geométrico onde as equações (continuidade, energia, e massa) que descrevem o movimento do fluido são resolvidas. No transformador do tipo core estudado existem 4 enrolamentos (ou secções):

- Dois enrolamentos em galetes: o de alta tensão (AT) e o de baixa tensão (BT);
- Um enrolamento numa única camada: o enrolamento estabilizador (T);
- Um enrolamento misto, isto é, ao longo da direcção axial apresenta subsecções em camadas e subsecções em galetes: o enrolamento regulação (Reg);

Os 4 enrolamentos são concêntricos e como apresentado na Figura 6, podem ser ordenados do mais interno para o mais externo na seguinte ordem: T, BT, AT e Reg.

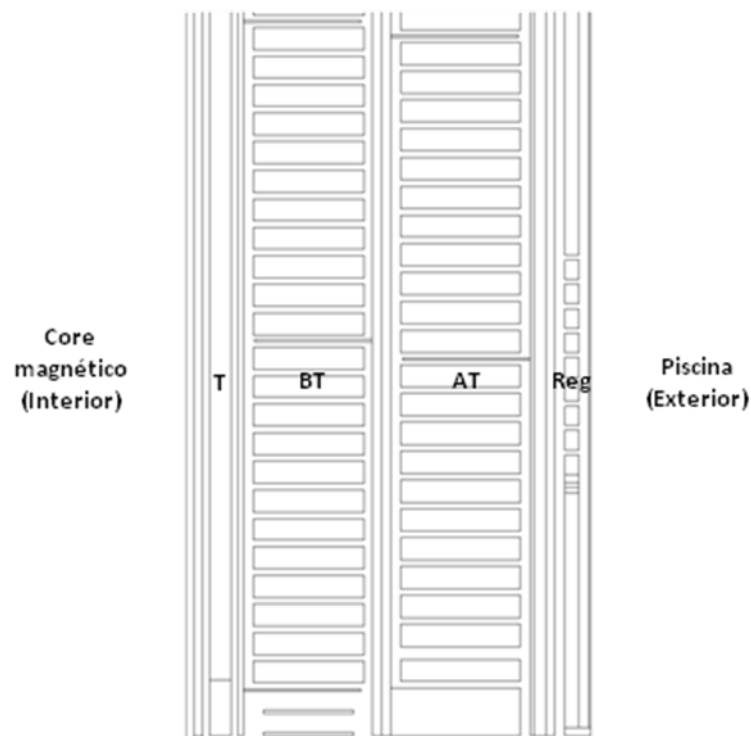


Figura 6 -Detalhe da geometria (2D) da entrada do transformador, mostrando a posição relativa dos quatro enrolamentos.

A geometria real do transformador possui calços igualmente espaçados ao longo da direcção azimutal do transformador, que funcionam como bloqueios para o escoamento do óleo e que neste caso formam 12 divisões ou gomos (Figura 7b). Visto que a geometria do

transformador é axissimétrica o modelo pode ser reduzido a duas dimensões. Para o estudo em questão simulou-se o plano central entre dois calços (plano a verde na Figura 7a).



Figura 7 - Representações do transformador: a) plano bidimensional simulado (a verde); b) vista de topo do referido plano bem como dos 12 gomos.

O domínio em estudo corresponde às partes sólidas e zonas de circulação de óleo compreendidas entre o circuito magnético e o óleo que circunda o transformador no interior da cuba. O mesmo está rodeado por barreiras físicas e entradas/saídas nas quais são impostas condições fronteira para que as equações supracitadas sejam resolvidas.

O enrolamento AT é constituído por 6 blocos de galetes delimitadas por rodela no início e final de cada bloco e com um número variável de galetes por bloco. Estas galetes apresentam as mesmas características geométricas, assim como todos os canais radiais interiores e exteriores, respectivamente. O mesmo não ocorre com os canais radiais, havendo três tipos de canais radiais cujas diferenças geométricas estão apresentadas na Tabela 1 e que possuem localizações diferentes ao longo do enrolamento.

Tabela 1 -Tipos de canais radiais presentes no enrolamento AT

Canal radial	Característica Geométrica	Localização
Tipo 1	Comprimento axial normal	
Tipo 2	Dobro do comprimento axial	Penúltimo canal do último bloco
Tipo 3	Metade do comprimento axial	Adjacentes às rodela

Na Figura 8a, mostra-se o modelo geométrico do transformador estudado criado no programa GambitTM. Na Figura 8b mostra-se em detalhe o último bloco do enrolamento AT onde é visível a localização dos diferentes canais radiais.

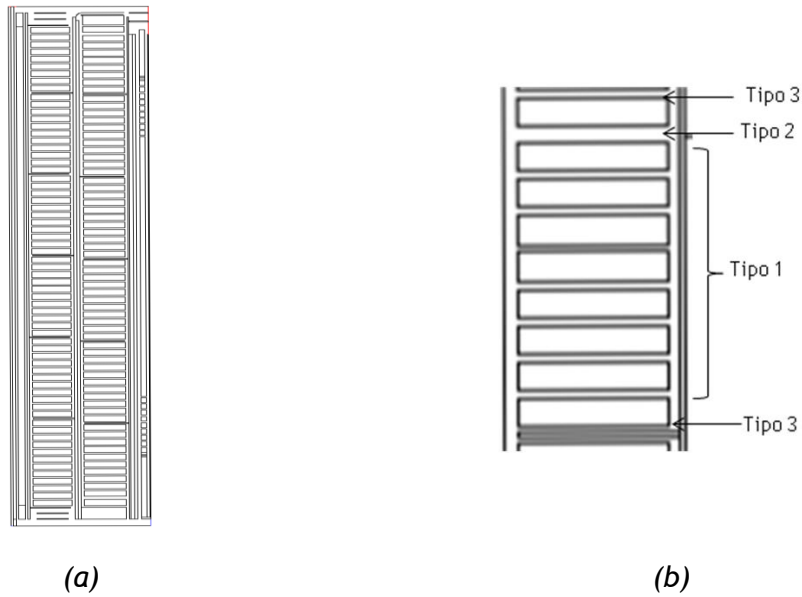


Figura 8 - a) Modelo 2D do plano central do transformador estudado. b) Detalhe de um bloco do enrolamento AT.

Para o cálculo do factor de atrito e do Reynolds ao longo do transformador, foi necessário obter valores de pressão estática, P , temperatura estática, T , e caudais mássicos, q , à entrada e saída dos canais radiais e axiais do enrolamento AT. Para este efeito, foram criadas superfícies (do tipo *Interior no Gambit™*) nas posições apresentadas na Figura 9 em todos os blocos, tendo sido obtidos os valores médios da pressão e temperatura e valores integrais de caudais mássicos de óleo em cada uma das superfícies.

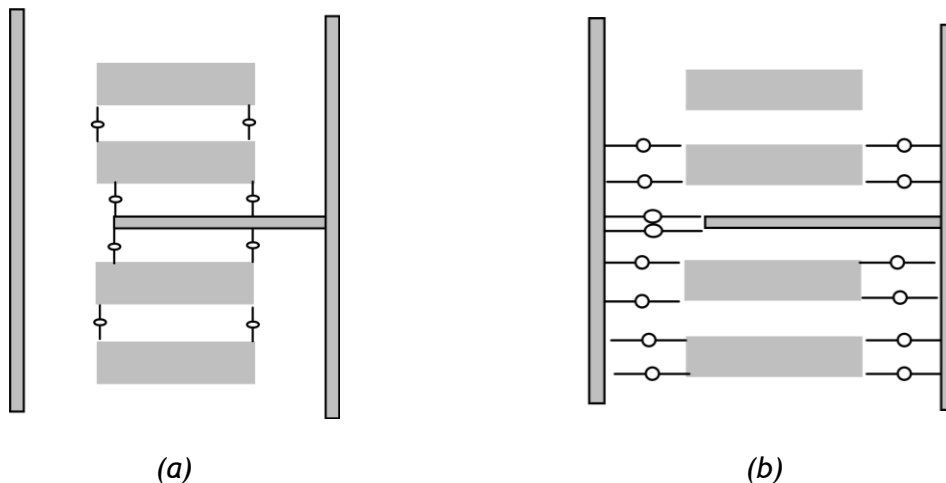


Figura 9 - Localização das superfícies criadas para leitura dos valores das variáveis estudadas nos: a) canais radiais, b) canais axiais.

3.1.2 Grelha computacional

Após a criação do domínio geométrico é necessário subdividi-lo em pequenos volumes finitos, que definem a grelha e onde as equações de conservação são resolvidas. A criação da grelha é uma etapa crítica desta análise uma vez que o tamanho destes elementos pode influenciar a exactidão dos resultados devido a aproximações numéricas. Um compromisso deve ser feito entre a exactidão dos resultados, o esforço computacional e o tempo dispendido.

Para este modelo a grelha tem cerca de 640 mil elementos de tamanho fixo com uma resolução de 0.7mm, sendo apresentada parte desta grelha na Figura 10.

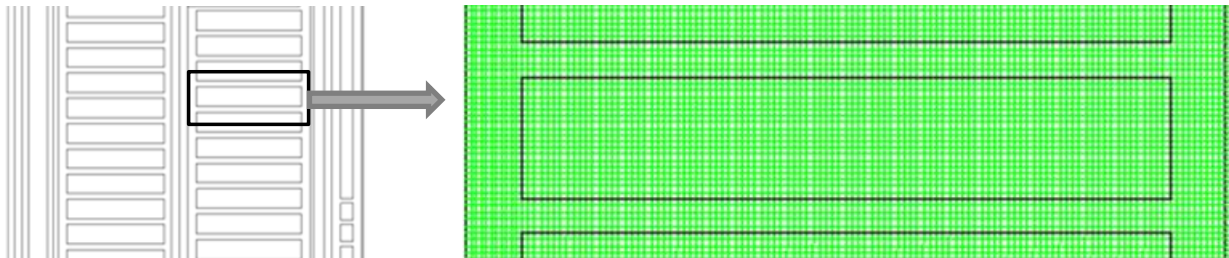


Figura 10 - Detalhe da grelha computacional

3.1.3 Condições fronteira

Para a resolução das equações são necessárias condições fronteira que neste caso são essencialmente a condição de pressão na entrada do óleo que determina o caudal experimental, as temperaturas de entrada do óleo e a dissipação térmica de cada enrolamento.

Na Figura 11 estão representadas as diferentes condições fronteira utilizadas no modelo 2D, da seguinte forma: a amarelo as superfícies sólidas dissipativas; a vermelho as saídas definidas como *Pressure Outlet*; e a verde as entradas definidas como *Pressure Inlet*. Os respectivos parâmetros são descritos na Tabela 2.

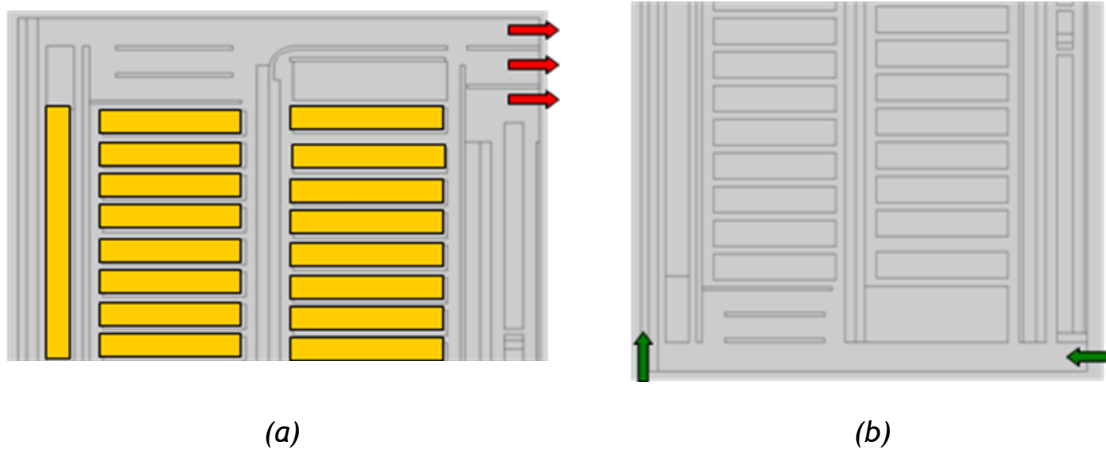


Figura 11 - Condições fronteira: a) parte superior do transformador; b) parte inferior.

Tabela 2 - Condições fronteira utilizadas no modelo 2D

Entradas	Pressão, P	
	Temperatura do óleo, $T_{\text{óleo}}$	
Superfícies sólidas (momento)	Velocidade nula nas paredes (<i>no slip condition</i>)	
Superfícies sólidas dissipativas (energia)	AT	Potência gerada (W/m^3) $K_{\text{axial,AT}} = f(T)$ $K_{\text{radial,AT}} = f(T)$
	BT	Potência gerada (W/m^3) $K_{\text{axial,BT}} = f(T)$ $K_{\text{radial,BT}} = f(T)$
	T	Potência gerada (W/m^3) $K_{\text{axial,T}} = f(T)$ $K_{\text{radial,T}} = f(T)$
	Reg	Potência gerada (W/m^3) $K_{\text{radial,Reg}} = f(T)$ $K_{\text{axial,Reg}} = f(T)$
Saídas	Pressão, P	
Óleo	Escoamento laminar ($Re_{\text{máx}} \approx 280$) Densidade e viscosidade função da temperatura (Anexo 1)	
Núcleo magnético	Parede de aço com $T = 100^\circ\text{C}$	

Para a simulação do transformador em estudo foi ainda preciso incluir outros modelos específicos para o modelo em causa:

- Modelo de viscosidade variável com a temperatura, determinado experimentalmente e apresentado no Anexo 1;
- Modelo de densidade variável com a temperatura determinado tendo em conta o coeficiente de expansão térmica do óleo e apresentado no Anexo 1;
- Modelo de condutividade do cobre variável com a temperatura, determinado por um modelo de condução ortotrópico.

Em cada enrolamento definiu-se um material pseudo-homogéneo com condutividades radiais e axiais diferentes que por sua vez variam com a temperatura.

Nestas simulações as condutividades do papel e óleo foram consideradas constantes, porém a condutividade do cobre varia com a temperatura. Esta característica foi incorporada em todos os modelos base através de uma função (UDF - *User Defined Function*) compilada em C++. A título exemplificativo apresentam-se as funções utilizadas para o enrolamento AT.

$$K_{axial,AT} = \frac{4,36 \times 10^{-6} T}{1,72 \times 10^{-8} (T - 38,15)} + 0,0425 \quad (1)$$

$$K_{radial,AT} = \frac{4,12 \times 10^{-7} T}{0,0509 + 6,84 \times 10^{-8} T} \quad (2)$$

Além da aplicação destas considerações, a simulação foi realizada em estado estacionário e o modelo geométrico utilizado é axissimétrico.

3.1.4 Resultados da simulação

Na Figura 12 é possível visualizar as *stream functions* do escoamento do óleo ao longo dos canais de dois blocos de galetes contínuos, que representam as linhas de escoamento do óleo com igual débito mássico entre elas. O sentido do escoamento do óleo difere nos dois blocos, do canal axial interior para o exterior (esquerda para direita) e vice-versa, como resultado do posicionamento da rodela no início de cada bloco, mostrando assim o escoamento em zig-zag referido anteriormente.

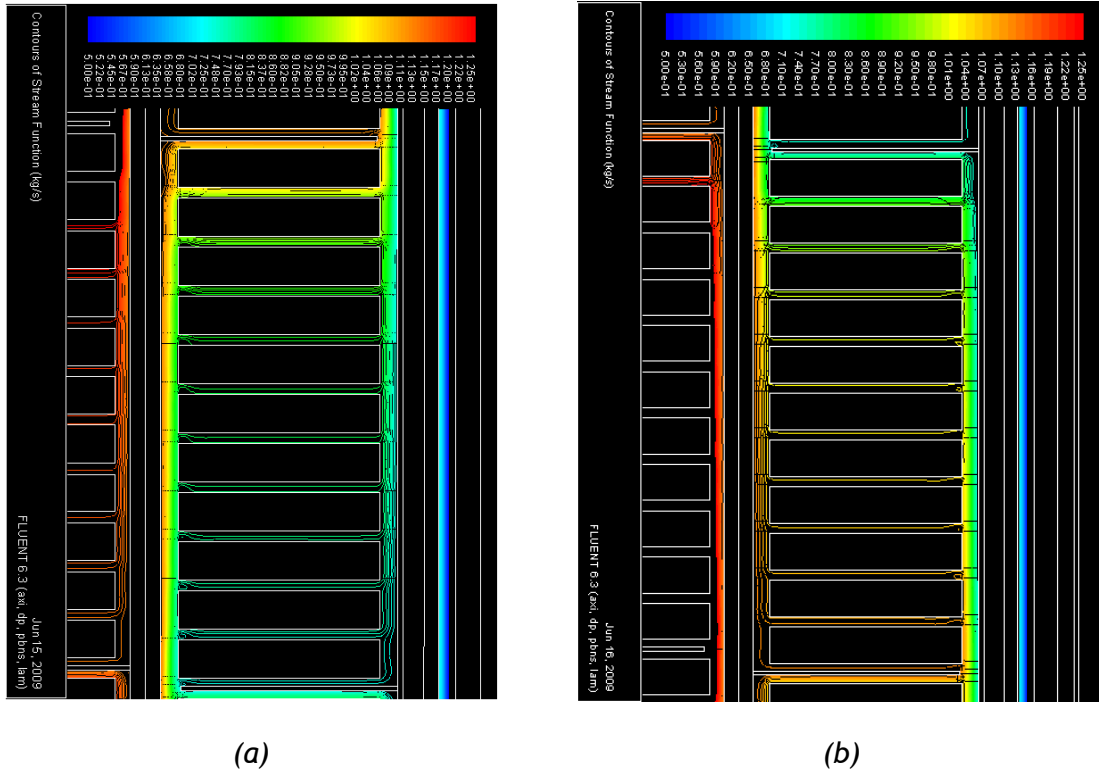


Figura 12 - Mapas de stream function: a) 3º bloco do enrolamento (escoamento IE); b) 4º bloco do enrolamento AT (escoamento EI)

Na Figura 13a é visível o perfil térmico do transformador onde se observa o aquecimento local das galetes devido à distribuição ineficiente do óleo ao longo dos canais radiais, sendo o ponto de temperatura mais elevada localizado na antepenúltima galeta do bloco 6, visível em melhor detalhe na Figura 13b.

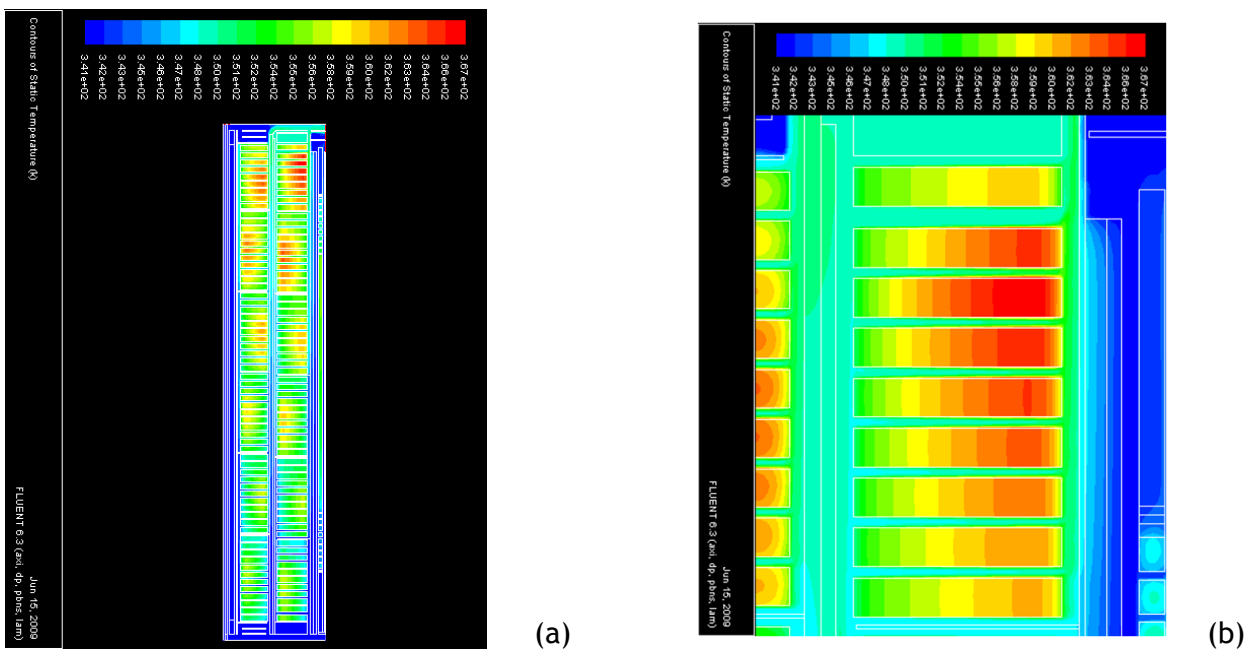


Figura 13 - Contornos de temperatura: a) transformador; b) último bloco do enrolamento AT.

Devido ao diferente sentido de escoamento nos canais radiais de cada bloco imposto pelas rodelas os canais axiais exteriores e interiores funcionam como entradas ou saídas do óleo destes canais, dependendo do sentido do escoamento. Com este cenário em mente os canais axiais foram classificados como canais axiais do tipo *branching*, onde ocorre partição do caudal de óleo ascendente para a entrada do canal radial, e canais axiais do tipo *confluence*, onde ocorre a junção do caudal de óleo proveniente do canal axial inferior com o de saída do canal radial.

Ao observar em detalhe as junções de entrada e saída dos canais radiais na Figura 16, é possível visualizar que o escoamento do óleo é diferente entre estes. É então válido afirmar que o escoamento do óleo em cada canal axial é predominantemente afectado pelo tipo de função que as junções a que estão associadas realizam (*branching* ou *confluence*) e não pelo seu posicionamento radial (interior ou exterior), sendo necessário analisá-los separadamente.

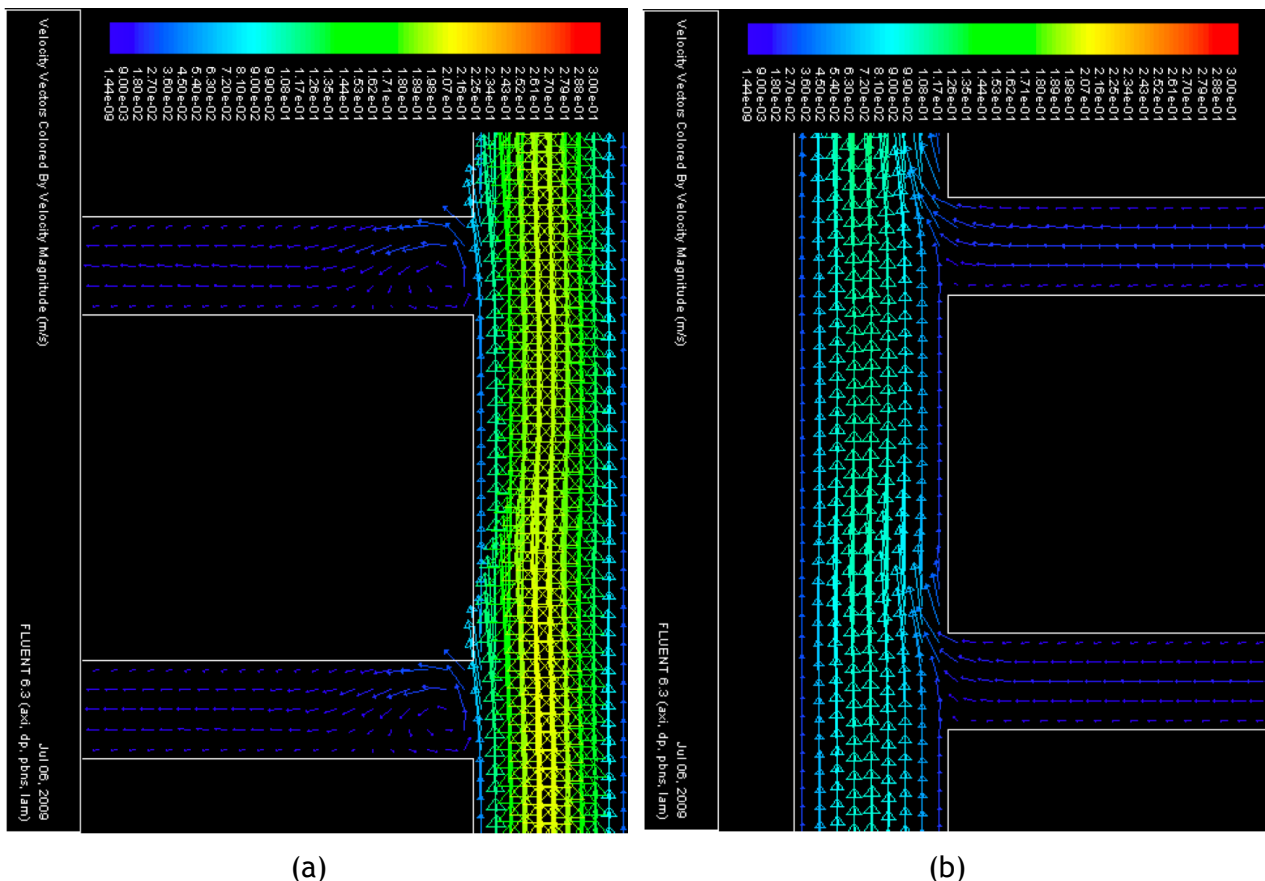


Figura 14 - Vectors de velocidade: a) *branching* b) *confluence*.

3.1.5 Factor de atrito

Para um escoamento em tubos o número de Reynolds, Re , e o factor de atrito, f , são definidos por:

$$Re = \frac{q D_h}{A_f \mu} \quad (3)$$

$$f = \Delta P \frac{D_h}{L} \frac{2 A_f^2}{q^2} \quad (4)$$

em que q é o caudal mássico do fluido que atravessa o tubo, D_h é o diâmetro hidráulico do tubo, A_f é a área de fluxo, μ é a viscosidade do fluido, ΔP é a queda de pressão no tubo e L é o comprimento do tubo.

Visto que o domínio geométrico simulado apenas contempla o plano central entre dois calços e por ter sido utilizada a condição de axissimetria, não foram consideradas as obstruções no sentido azimutal criadas pelos calços e réguas no cálculo dos parâmetros geométricos necessários para estas equações. Devido às diferentes geometrias dos canais existentes nos blocos do enrolamento, as áreas de fluido, diâmetros hidráulicos e comprimentos utilizadas nestas equações variam para cada tipo de canal analisado, estando apresentadas as suas fórmulas de cálculo no Anexo 2.

A queda de pressão ao longo dos canais axiais necessária para os cálculos foi obtida pela diferença das pressões médias das superfícies na entrada e a saída dos mesmos e para os canais radiais considerou-se a diferença das pressões médias das superfícies criadas nas extremidades do canal. A dependência térmica das propriedades do fluido também foi considerada nestes cálculos através das correlações no Anexo 1, tendo sido utilizadas as temperaturas médias das superfícies criadas para cada canal para a determinação das propriedades do óleo.

Na Figura 15 estão representadas a dependência do factor de atrito em função do inverso do número de Reynolds obtidas para os canais axiais *confluence* e *branching*.

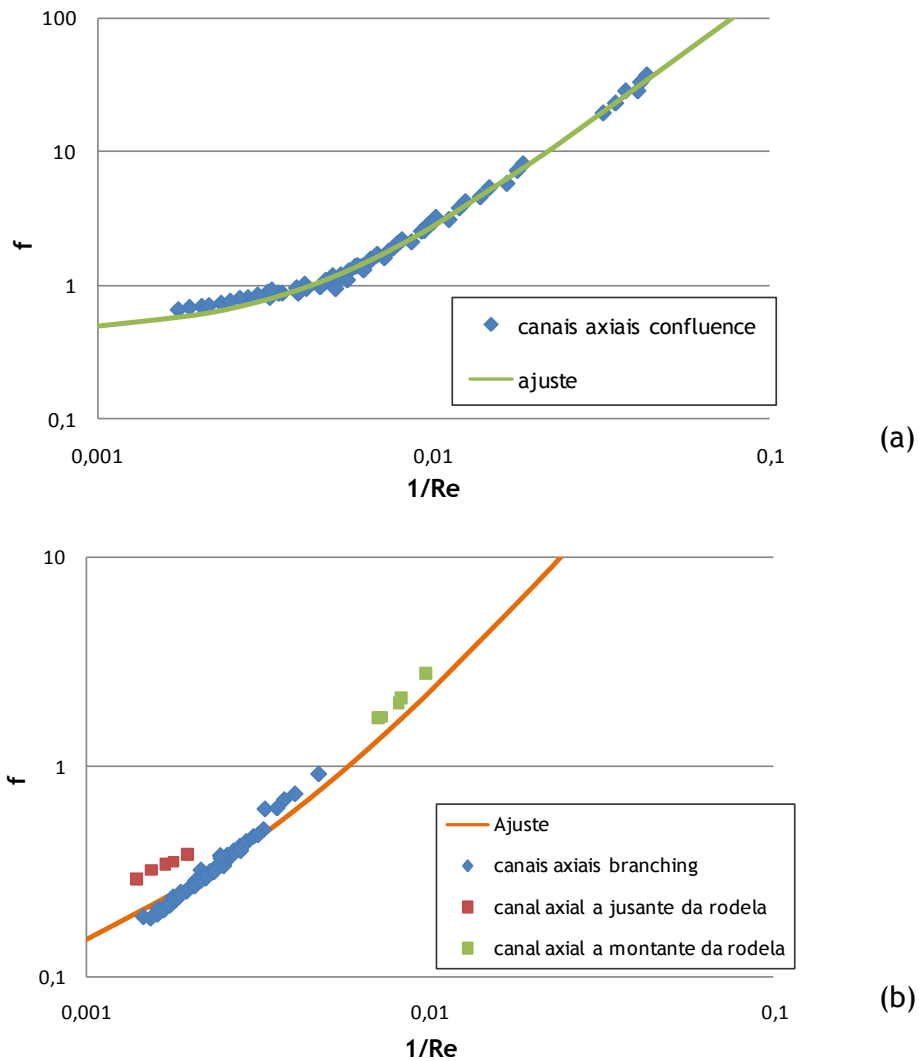


Figura 15 - Factor de atrito em função do inverso do número de Reynolds para os canais axiais: a) confluence; b) branching.

Para este tipo de canais mostrou-se que existe um comportamento diferente mediante serem do tipo confluence ou branching, sendo ambos os casos bem ajustados por uma função do tipo

$$f_{axi} = \frac{A \left(\frac{1}{Re}\right)^2 + B \left(\frac{1}{Re}\right) + C}{1 + D \left(\frac{1}{Re}\right)} \quad (5)$$

em que os coeficientes A, B, C e D são parâmetros de ajuste.

Nos canais radiais observou-se que o factor de atrito varia linearmente com o inverso do número de Reynolds sendo ajustado à expressão:

$$f_{rad} = \frac{94}{Re} \quad (6)$$

Esta dependência do factor de atrito com o número de Reynolds encontra-se representada na figura 16, assim como os valores obtidos no modelo simulado.

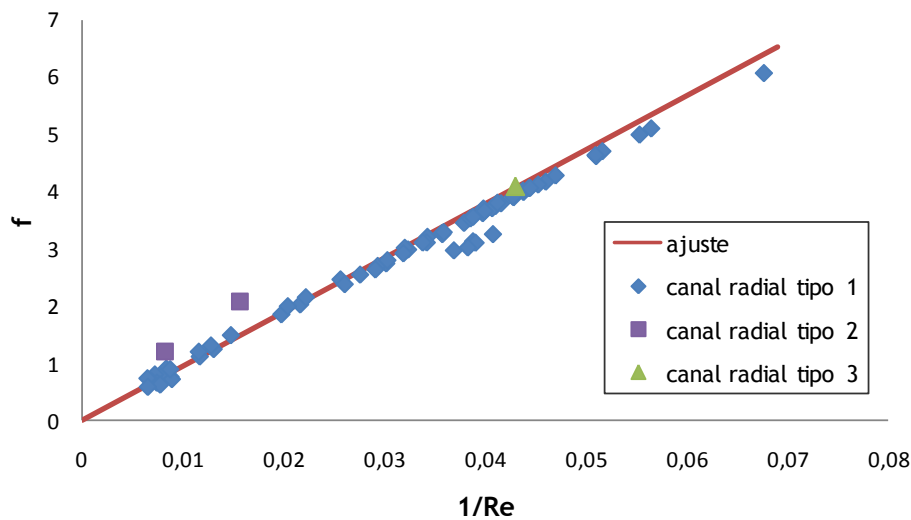


Figura 16 - Representação gráfica do factor de atrito em função do inverso do número de Reynolds para os canais radiais

Apesar da expressão de ajuste obtida apresentar um bom ajuste global pode-se verificar que não consegue prever os factores de atrito nos canais radiais do tipo 2.

Por análise dos perfis apresentados na Figura 17, pode-se constatar que existem recirculações nas entradas dos canais radiais que dificultam o escoamento do óleo nestes canais. Também é possível visualizar que estas recirculações aumentam de intensidade conforme o aumento da altura axial do canal radial. Este fenómeno influencia as quedas de pressão obtidas para estes canais e que consequentemente influenciam os factores de atrito obtidos dos mesmos.

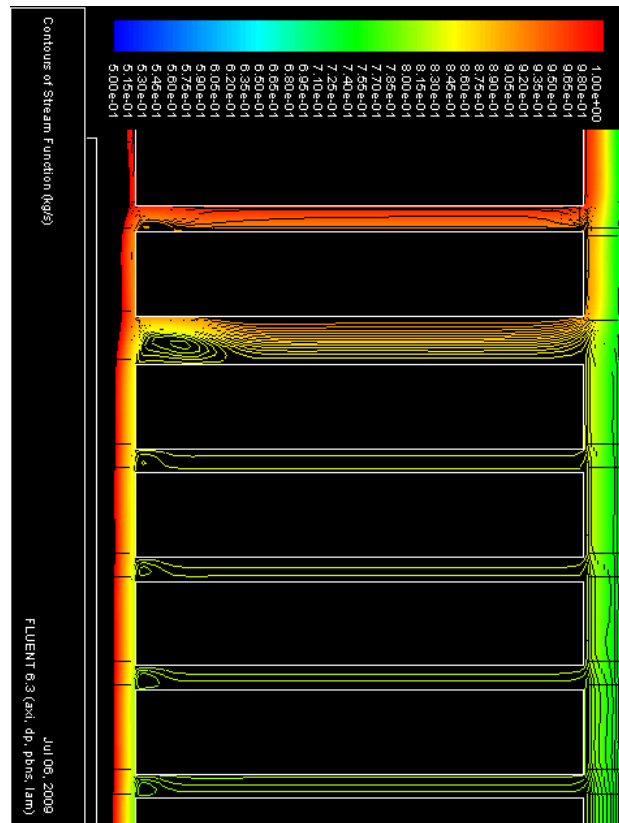


Figura 17 - Perfil de escoamento à entrada dos canais radiais de um bloco com escoamento

Procedeu-se então a um estudo da influência da altura axial do canal radial no escoamento do óleo e conseqüentemente no factor de atrito, que se encontra apresentado Secção 3.2.

3.2 Estudo do impacto da variação da altura axial dos canais radiais no factor de atrito.

Para verificar a dependência dos factores de atrito com o aumento da altura axial dos canais radiais foi simulado um enrolamento hipotético com 6 blocos de galletes em que dentro de cada bloco todos os canais radiais apresentam as mesmas dimensões geométricas sendo apenas a altura destes canais aumentado no mesmo valor na passagem para o bloco seguinte.

3.2.1 Modelo de simulação

Para esta simulação foram utilizadas as mesmas condições fronteira e modelos apresentadas para o modelo geométrico 2D utilizado no estudo da Secção 3.1. O cálculo do factor do factor de atrito e do número de Reynolds foi realizado com a mesma metodologia utilizada e apresentada na Secção 3.1.

3.2.2 Resultados da simulação

Na Figura 18 representam-se as stream functions resultantes das simulações CFD por ordem crescente da altura axial dos canais radiais para os 6 blocos. Nesta figura mostra-se que o aumento da altura axial dos canais radiais provoca a formação de vórtices na entrada dos canais radiais provocando, assim, um decréscimo na velocidade de escoamento do óleo no seu interior.

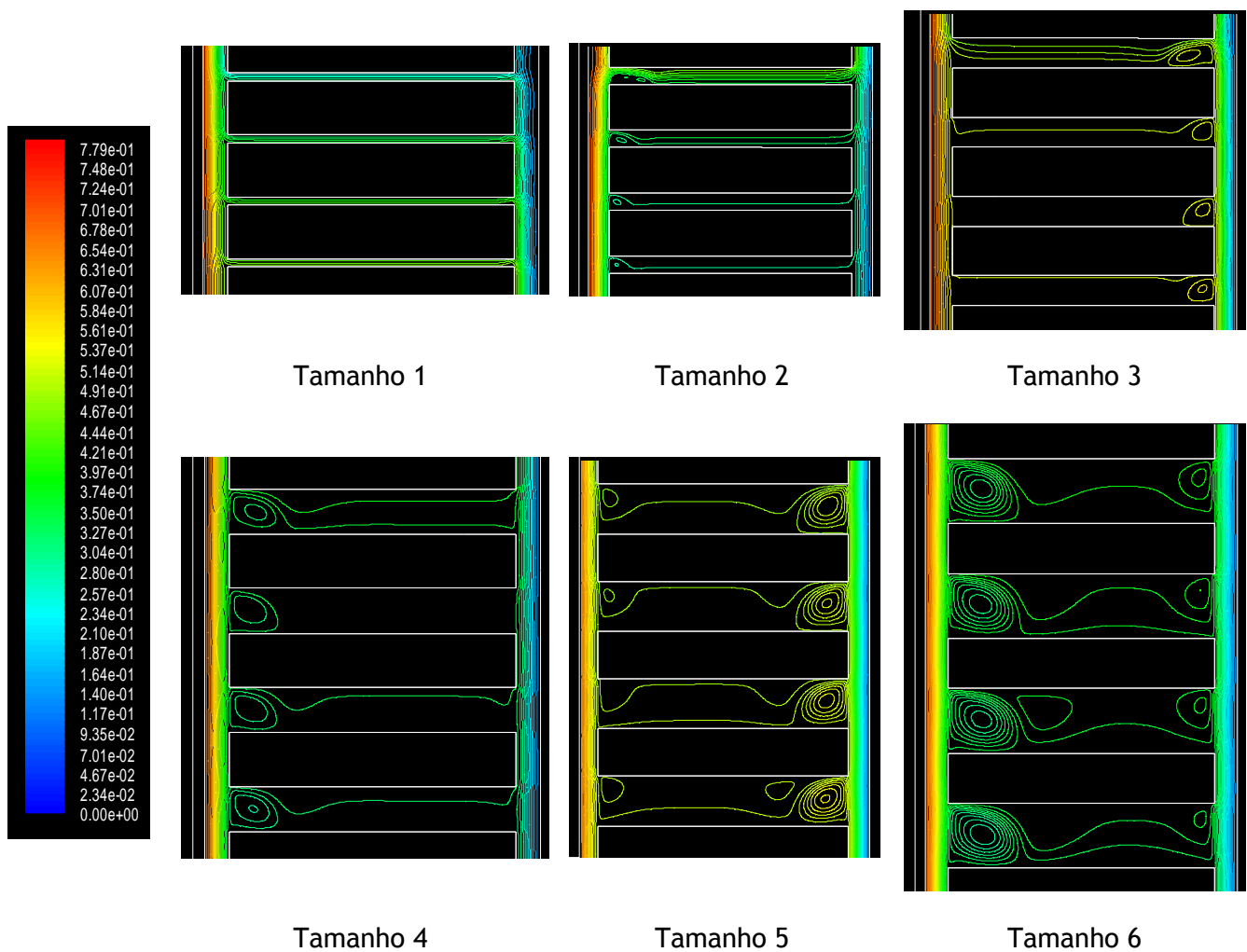


Figura 18 - Stream functions do escoamento do óleo ao longo de blocos com incrementos na altura comprimento axial dos canais radiais na passagem entre blocos

3.2.3 Factores de atrito

Seguindo a mesma metodologia aplicada no estudo anterior procedeu-se ao cálculo do factor de atrito e número de Reynolds para os diversos canais radiais tendo sido obtidos os pontos representados na Figura 19a. Através da sua análise é possível concluir que em canais de tamanho equivalente o factor de atrito apresenta uma dependência linear com o inverso do número de Reynolds e que o declive desta dependência altera-se conforme o tamanho destes canais, visível na Figura 19b. O factor de atrito destes canais é bem ajustado pela expressão

$$f_{rad} = \frac{\alpha e^{\beta H_{canalço}}}{Re} \quad (7)$$

em que f_{rad} é o factor de atrito para os canais radiais, $H_{canalço}$ é o comprimento axial do canal radial e Re é o número de Reynolds e α e β são parâmetros de ajuste.

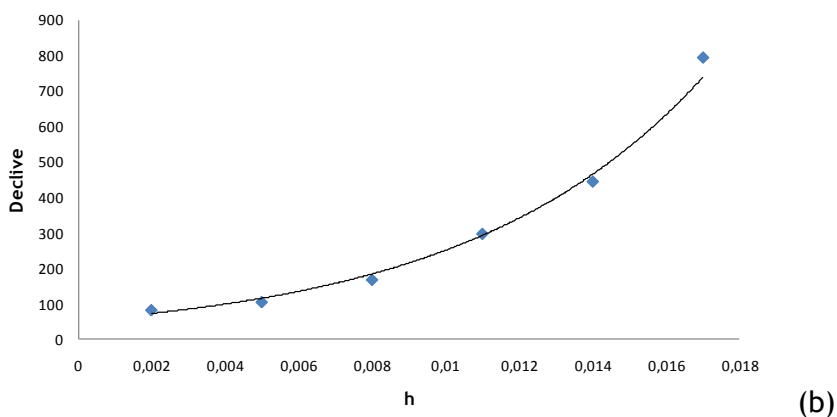
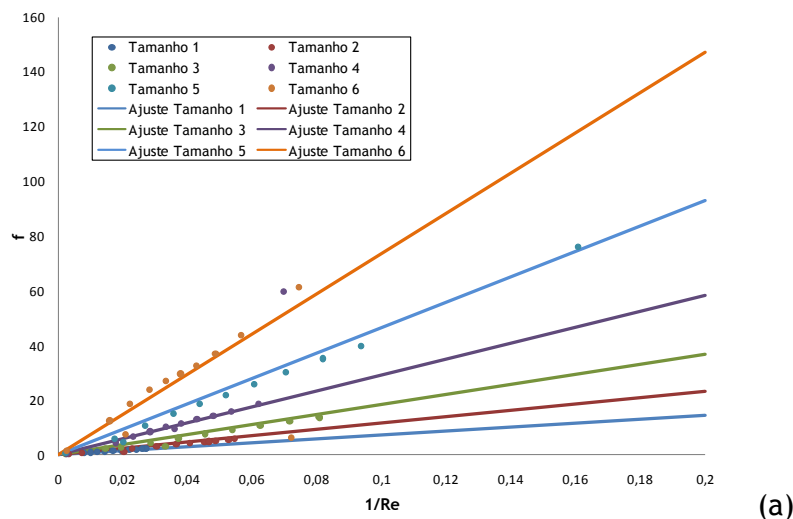


Figura 19 - Representação gráfica de: a) factor de atrito em função do inverso do número de Reynolds para as diferentes alturas axiais dos canais radiais e respectivos ajustes; b) declive da recta de ajuste em função do comprimento axial dos canais radiais.

3.2.4 Inversão de caudal nos canais radiais

Ao longo destes estudos além da determinação desta nova correlação para o factor de atrito nos canais radiais e à validação das correlações previamente determinadas pela Fluidinova para os canais axiais, foi evidenciado o fenómeno de inversão de caudal nos canais radiais entre galletes de um bloco, fenómeno que não era contemplado nos modelos de literatura apresentados para este tipo de transformadores.

Este fenómeno foi observado em certas combinações de velocidade e comprimentos axiais dos canais radiais onde os vórtices a entrada dos canais atingem dimensões significativas. Estes vórtices vão provocar a existência de velocidades muito baixas à saída dos canais radiais que podem provocar a inversão de caudal nos canais adjacentes, como se observa na Figura 20.

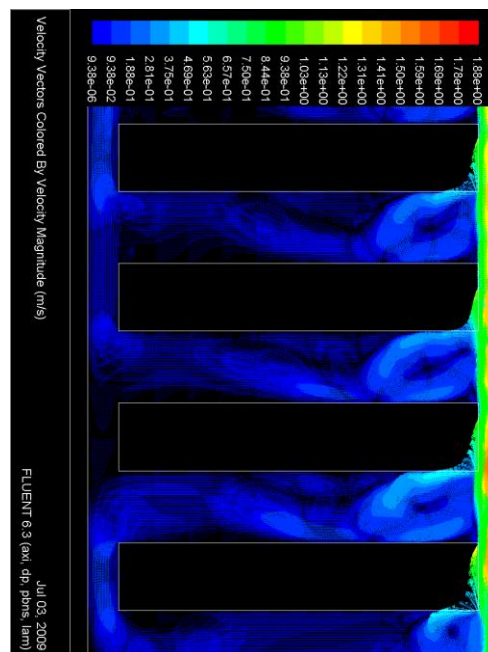


Figura 20 - Inversão no sentido de escoamento nos canais radiais e axiais.

3.3 Simulador

A ferramenta criada pela Fluidinova a pedido da EFACEC é um simulador numérico desenvolvido em VBA (*Visual Basic for Applications*) na aplicação MS Excel. Esta ferramenta baseia-se nos princípios do modelo de redes, que demonstram que uma rede de canais interligados entre si pode ser discretizada numa malha que contém um número de nós ligados entre si através de elementos chamados ramos, (ver Rahimpour et al., 2007). Neste caso específico, um ramo representa um canal de óleo (axial ou radial) e um nó apresenta a localização das junções destes canais. Através da aplicação de equações de conservação de

massa e de energia aos nós e ramos pode ser então obtida a pressão, caudal mássico e temperatura do fluido e consequentemente a temperatura no interior da galete. Esta ferramenta permite, então, obter os perfis de escoamento e de temperatura do óleo refrigerante ao longo do transformador assim como o perfil térmico no interior das galetes, sendo obtidas as temperaturas máximas e médias no interior das galetes, permitindo prever a localização e o valor da temperatura do *hot-spot*.

O simulador desenvolvido apresenta vantagens e melhorias relativamente a outros modelos encontrados na literatura:

- Todos os parâmetros geométricos dos diversos componentes do enrolamento (canais axiais, radiais, galetes, rodela) podem ser modificados, assim como a sua posição e número utilizado. Isto permite uma gama vasta de graus de liberdade para investigar os diversos efeitos nos valores da temperatura assim como permite simular uma grande diversidade de designs.
- São considerados fenómenos não apresentados na bibliografia analisada: a possibilidade de inversão do sentido de escoamento ao longo do transformador, a dependência térmica das propriedades do fluido e a modificação do regime de transferência de calor no óleo, convecção/condução, perante a sua velocidade de escoamento, convecção/condução.

No início deste projecto já se encontrava desenvolvido um protótipo desta ferramenta que contemplava a simulação do enrolamento AT. Ao longo deste projecto foram incluídas alterações no simulador, nomeadamente ao nível dos métodos numéricos utilizados, devido a inclusão da inversão do sentido de escoamento e inclusão de novos modelos de determinação do factor de atrito e coeficientes de transferência de calor.

Tendo em conta que o enrolamento é dividido em blocos, a simulação é realizada de bloco em bloco no sentido ascendente, em concordância com o escoamento do óleo. Devido a necessidade de acoplar os fenómenos de escoamento e de transferência de calor é realizado inicialmente uma simulação isotérmica do bloco para se obter uma primeira estimativa da distribuição do óleo ao longo deste para ser utilizado na simulação não-isotérmica do mesmo bloco. No Anexo 3 apresenta-se o esquema de resolução geral do simulador assim são esquematizados os passos de resolução da simulação isotérmica e não-isotérmica do bloco.

No final desta simulação obtêm-se os perfis de pressão, caudais mássicos e temperaturas ao longo do bloco, assim como as temperaturas no interior das galetes sendo

utilizado os valores obtidos à saída do bloco (canal axial associado a foa superior) como valores de entrada para o bloco seguinte.

3.3.1 Modelo de Escoamento

Este modelo é o primeiro a ser utilizado na simulação, com o intuito de obter-se o perfil de distribuição dos caudais mássicos do óleo, que são utilizados como variáveis de entrada para o modelo térmico.

3.3.1.1 Discretização do domínio geométrico

O domínio geométrico do transformador a ser simulado foi determinado com o auxílio das hipóteses utilizadas para a simulação 2D do transformador apresentadas no Secção 3.1:

- Geometria axissimétrica do transformador
- Redução da geometria a um plano central 2D entre calços
- Escoamento 1-D do óleo nos canais com fluxo mássico constante

Seguindo os princípios dos modelos de redes de escoamento, o plano 2D do enrolamento AT é substituído por uma malha de nós (junções dos canais) interligados entre si por ramos (canais axiais ou radiais). Em cada nó da malha, localizado no centro geométrico de cada junção dos canais radiais com os canais axiais, pode ocorrer *confluence* ou *branching* dependendo do sentido do escoamento e da localização do nó.

Para um fácil acoplamento entre o modelo de escoamento e o modelo de transferência de calor e considerando as variações das propriedades do fluido ao longo do escoamento, os canais axiais e radiais foram discretizados em L e M volumes de controlo, respectivamente. Em cada um destes volumes de controlo as propriedades do fluido e do escoamento são consideradas constantes e de valor equivalente aos seus valores respectivos no centro de cada volume de controlo. De acordo com Zhang & Xianguo (2006a), devido à não uniformidade da área de secção dos canais radiais o número de volumes de controlo deve ser no mínimo $M = 10$. Para facilitar o acoplamento com o modelo térmico, os canais axiais são sempre discretizados em $L = 3$ pontos cada.

Na Figura 21 mostra-se um esquema de numeração de galletes e nós para um bloco do enrolamento AT. A numeração inicia-se sempre a partir da entrada do bloco, que pode ser

interna ou externa dependendo do bloco considerado, e realiza-se, neste exemplo, da esquerda para a direita e de baixo para cima.

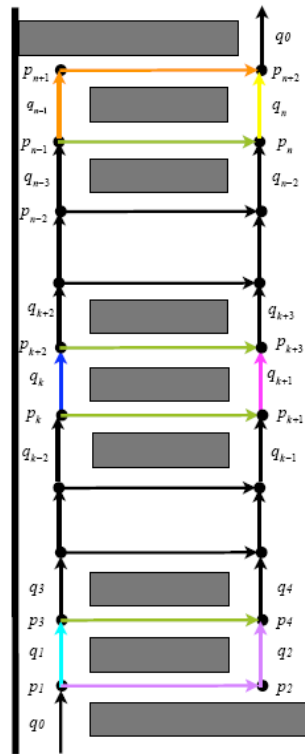


Figura 21 - Esquema da malha aplicada ao domínio geométrico do enrolamento

3.3.1.2 Equações do modelo

Para a simulação do escoamento de acordo com o modelo de redes (ver Martins, 2006) pode-se realizar uma analogia da rede de canais com um circuito elétrico, sendo aplicadas as Leis de Kirchoff ao análogo elétrico. Esta analogia encontra-se esquematizada na Figura 22, onde o caudal corresponde à intensidade de corrente através das resistências e a pressão corresponde à tensão elétrica nos nós.

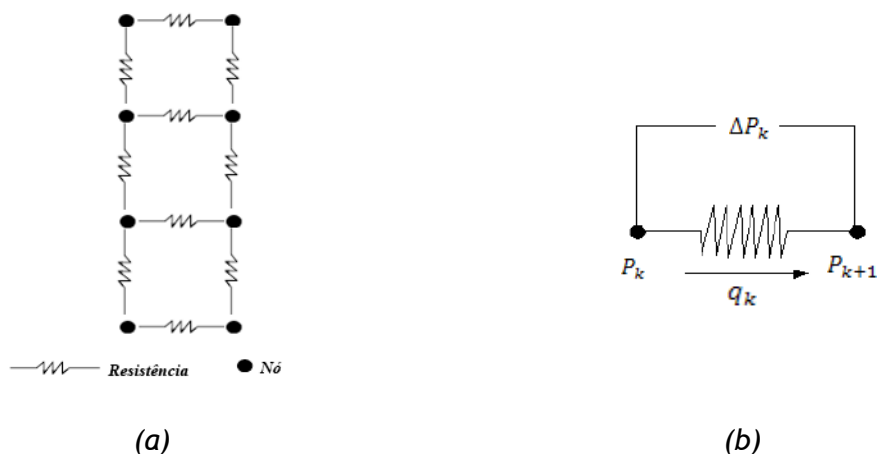


Figura 22 - Análogo elétrico da rede de canais: a) circuito elétrico equivalente a uma rede com canais; b) analogia para o escoamento num canal

A 1ª Lei de Kirchoff, lei das correntes ou dos nós, diz que num nó a soma das correntes eléctricas que entram é igual à soma das correntes que saem, ou seja, não existe acumulação no nó. Por analogia ao escoamento esta lei traduz-se na obrigatoriedade de se verificar a conservação de massa em cada nó da rede.

$$q_k - q_{k+2} - (q_{k+3} - q_{k+1}) = 0 \quad (8)$$

em que q é o caudal mássico e k é o índice do nó considerado.

A 2ª lei de Kirchoff, lei das tensões ou lei das malhas, diz que a soma algébrica da diferença do potencial eléctrico num percurso fechado é nula. Ou seja, a soma de todas as tensões geradas menos a soma de todas as tensões consumidas numa malha é igual a zero. Por analogia esta lei é equivalente a afirmar que a soma algébrica das quedas de pressão existentes nos canais que rodeiam uma galete tem de ser nula.

$$(p_k - p_{k+2})^b + (p_{k+2} - p_{k+3})^{rad} - (p_{k+1} - p_{k+3})^c - (p_k - p_{k+1})^{rad} = 0 \quad (9)$$

Numa rede de canais, a queda de pressão num ramo, ΔP_k , é equivalente á diferença de potencial observada entre os dois nós interligados pelo ramo e pode ser descrita, de acordo com Martins (2006), pela seguinte equação:

$$\Delta P_k = R_k q_k + \Delta P_k^s - R_k q_k^s \quad (10)$$

O termo R_k é a resistência ao escoamento do fluido através do ramo, estando incluído neste termo a influência do factor de atrito nas paredes do canal e das contracções e expansões sofridas pelo fluido a entrada e saída do canal, respectivamente.

O termo ΔP_k^s representa as fontes de tensão que por analogia ao escoamento podem ser comparadas as perdas de pressão devido a variação de velocidade ao longo do canal associadas variação de área de secção do canal ou a variação das propriedades do fluido, situações que ocorrem no caso estudado.

O último termo q_k^s representa as fontes de corrente associadas a alterações do caudal a nível local, e no caso estudado este termo é considerado nulo. A expressão é então simplificada resultando em:

$$\Delta P_k = R_k q_k + \Delta P_k^s \quad (11)$$

As equações de balanço material, Equação 8, e de conservação de quantidade de movimento, Equação 9, devem ser resolvidas em simultâneo de forma a determinar os caudais mássicos e pressões nos canais e junções respectivamente.

3.3.1.3 Determinação das resistências e fontes de tensão

Conforme apresentado nas Secções 3.1 e 3.2, a dependência do factor de atrito no número de Reynolds depende do tipo de canal (radiais, axiais *confluence* e axiais *branching*). Este ponto juntamente com a dependência térmica das propriedades do óleo provoca a necessidade de definir fórmulas de cálculo independentes para as respectivas resistências existentes, R_{rad} , R_{axi}^c e R_{axi}^b . Também foi necessário considerar o tipo de escoamento presente nas diferentes regiões do enrolamento. O escoamento na região entre o centro da junção e a entrada ou saída de um canal é considerado *open flow* devido à presença de apenas uma parede no lado interior/exterior do escoamento, dependendo da localização da junção. Tendo em conta que as correlações do factor de atrito para os canais axiais obtidas na Secção 3.1 foram obtidas em regiões com escoamento em tubo, isto é, entre duas paredes, foi inserido um factor correctivo de $\frac{1}{2}$ nas equações de determinação das resistências sempre que o volume de controlo analisado coincide com a região de escoamento *open flow*.

De forma a obter uma simulação realista do enrolamento foi necessário considerar, adicionalmente, as obstruções azimutais criadas pelos calços e réguas existentes ao longo do enrolamento. As fórmulas para determinação das áreas de fluxo e diâmetros hidráulicos utilizados nas seguintes equações resultam das fórmulas de cálculo apresentadas no Anexo 2.

- Canal axial branching

$$\begin{aligned}
 R_{axi}^{b,k} = & \frac{1}{2} \rho(Tvm_{k,0}) \frac{f_{axi}^b(Re(Tvm_{k,0}))}{2} \frac{H_{calço,k}/2}{D_{h,k}^{axi}} \left[\frac{q_k}{A_{f,k}^{axi} \rho(Tvm_{k,0})} \right]^2 \\
 & + \sum_{i=1}^{L-1} \frac{1}{2} \rho(Tvm_{k,i}) \frac{f_{axi}^b(Re(Tvm_{k,i}))}{2} \frac{H_{galsts,k+1}/[L-1]}{D_{h,k}^{axi}} \left[\frac{q_k}{A_{f,k}^{axi} \rho(Tvm_{k,i})} \right]^2 \\
 & + \frac{1}{2} \rho(Tvm_{k,L}) \frac{f_{axi}^b(Re(Tvm_{k,L}))}{2} \frac{H_{calço,k+2}/2}{D_{h,k}^{axi}} \left[\frac{q_k}{A_{f,k}^{axi} \rho(Tvm_{k,L})} \right]^2
 \end{aligned} \quad (12)$$

- Canal axial confluence

$$\begin{aligned}
 R_{axi}^{c,k} = & \frac{1}{2} \rho(Tvm_{k,0}) \frac{f_{axi}^c(Re(Tvm_{k,0}))}{2} \frac{H_{calço,k}/2}{D_{h,k}^{axi}} \left[\frac{q_k}{A_{f,k}^{axi} \rho(Tvm_{k,0})} \right]^2 \\
 & + \sum_{i=1}^{L-1} \frac{1}{2} \rho(Tvm_{k,i}) \frac{f_{axi}^c(Re(Tvm_{k,i}))}{2} \frac{H_{galsts,k+1}/[L-1]}{D_{h,k}^{axi}} \left[\frac{q_k}{A_{f,k}^{axi} \rho(Tvm_{k,i})} \right]^2 \\
 & + \frac{1}{2} \rho(Tvm_{k,L}) \frac{f_{axi}^c(Re(Tvm_{k,L}))}{2} \frac{H_{calço,k+2}/2}{D_{h,k}^{axi}} \left[\frac{q_k}{A_{f,k}^{axi} \rho(Tvm_{k,L})} \right]^2
 \end{aligned} \quad (13)$$

- Canal radial

$$R_{rad}^k = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{M-1} \rho(Thm_{k,m}) f_{rad}(Re(Thm_{k,m})) \frac{L_r/[M-1]}{D_{h,k,m}^{rad}} \left[\frac{q_{k-2}-q_k}{A_{f,k,m}^{rad} \rho(Thm_{k,m})} \right]^2 \quad (14)$$

Para a determinação das fontes de tensão foi necessário formular expressões de cálculo distintas para os canais axiais e radiais devido à área não uniforme apresentada pelos canais radiais.

- Canal axial

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{axi}^s = & -\frac{1}{2} \rho \left(\frac{Tm_{k-2} + Tm_k}{2} \right) \left\{ \left[\frac{q_{k-2}}{A_{f,k-2}^{axi} \rho(Tm_{k-2})} \right]^2 - \left[\frac{q_k}{A_{f,k}^{axi} \rho(Tm_{k,0})} \right]^2 \right\} \\
 & - \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Tm_k + Tm_{k+2}}{2} \right) \left\{ \left[\frac{q_k}{A_{f,k}^{axi} \rho(Tm_k)} \right]^2 - \left[\frac{q_{k+2}}{A_{f,k+2}^{axi} \rho(Tm_{k+2})} \right]^2 \right\}
 \end{aligned} \quad (15)$$

- Canal radial

$$\begin{aligned} \Delta P_{rad}^s = & -\frac{1}{2} \rho(Tm_{k-2}) \left\{ \left[\frac{q_{k-2}}{A_{f,k-2}^{axi} \rho(Tm_{k-2})} \right]^2 - \left[\frac{q_{k-2} - q_k}{A_{f,k,1}^{rad} \rho(Thm_{k,0})} \right]^2 \right\} \\ & - \sum_{m=1}^{M-1} \frac{1}{2} \rho(Tm_{k,m}) \left\{ \left[\frac{q_{k-2} - q_k}{A_{f,k,m}^{rad} \rho(Thm_{k,m})} \right]^2 - \left[\frac{q_{k-2} - q_k}{A_{f,k,m+1}^{rad} \rho(Thm_{k,m+1})} \right]^2 \right\} \\ & - \frac{1}{2} \rho(Tm_{k+1}) \left\{ \left[\frac{q_{k-2} - q_k}{A_{f,k,M}^{rad} \rho(Thm_{k,M})} \right]^2 - \left[\frac{q_{k+1}}{A_{f,k+1}^{axi} \rho(Tm_{k+1})} \right]^2 \right\} \end{aligned} \quad (16)$$

As temperaturas utilizadas nas equações acima apresentadas são temperaturas médias obtidas em diferentes secções do escoamento, como se mostra na Figura 27 e calculadas pelas equações apresentadas no Anexo 4.

3.3.1.4 Resolução matemática do modelo de escoamento

A solução é obtida bloco a bloco. Para cada bloco é necessário fornecer o valor de pressão absoluta e caudal mássico da entrada do bloco, P_0 e q_0 , assim como todos os parâmetros geométricos dos componentes existentes no seu interior (canais radiais e axiais, galetes e rodelas).

Utilizando a teoria de redes de circuito eléctricos (ver Anexo 5) é possível simplificar o modelo de escoamento, obtendo-se um sistema de equações não-linear. A não-linearidade resulta de as resistências e fontes de tensão serem funções dos caudais em cada canal. Assim o sistema não-linear pode ser resolvido iterativamente, tomando uma primeira estimativa para os caudais e resolvendo o respectivo sistema linear resultante pelo método de Gauss.

Obtém-se como solução do sistema o vector de pressões nas junções dos canais. A partir deste vector de pressões é possível obter os caudais mássicos do óleo em cada canal (Equação 73 no Anexo 5). Com estes caudais são recalculadas as resistências e fontes de tensão e o processo repetido até ser verificado o critério de convergência.

3.3.2 Modelo Térmico

Para a simulação térmica do enrolamento, é necessário resolver em simultâneo as equações de todos os fenómenos de transferência de calor que ocorrem no enrolamento

devido à dissipação energética nas galletes que provoca o aquecimento do óleo à medida que progride no enrolamento:

- Condução no interior das galletes.
- Convecção do calor gerado nas galletes para o óleo.
- Convecção ou condução de calor no óleo dependendo do seu regime de escoamento.

3.3.2.1 Discretização do domínio geométrico

O interior das galletes foi dividido através do método de volumes finitos em múltiplos volumes de controlo, onde são aplicadas as equações de transferência de calor a cada passo de discretização. O método dos volumes finitos tem como base dividir a região sólida num número de volumes de controlo (elementos), sendo posicionado um nó no centro de cada elemento. A capacidade térmica total do elemento assim como toda a geração de calor presente no elemento são apenas consideradas no nó e as ligações térmicas com os nós adjacentes são formuladas a partir do conceito de resistência térmica associadas as diferentes condutividades dos materiais presentes na vizinhança do nó. Visto que os valores de fluxo de calor na interface galleta/óleo vão ser necessárias como condições fronteira para a transferência de calor no óleo, os nós fronteira são colocados nas fronteiras geométricas da galleta (Zhang & Xianguo., 2006a). Na Figura 23 encontra-se representada um exemplo de discretização da galleta e dos canais axiais e radiais utilizados para este modelo - com $L=3$ elementos nos canais axiais e $M=5$ elementos nos canais radiais.

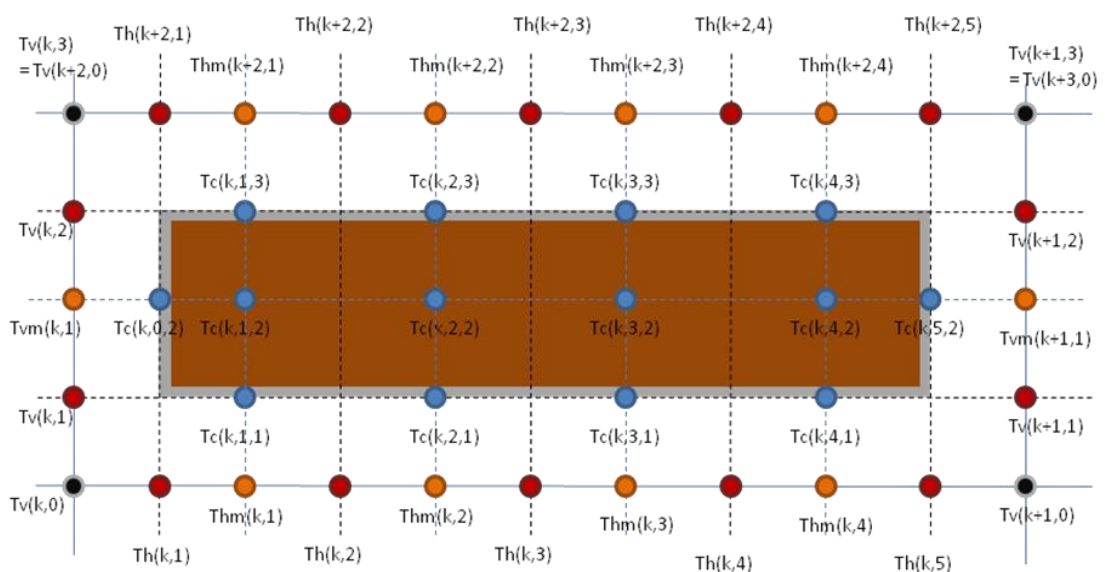


Figura 23 - Exemplo de discretização na galleta e nos canais axiais e radiais.

3.3.2.2 Equações do modelo

O calor gerado no interior das galletes é dissipado anisotropicamente nas quatro direcções, isto é, apresenta uma expansão de proporções diferentes em direcções distintas. É então possível distinguir-se duas zonas, apresentadas na figura 24.

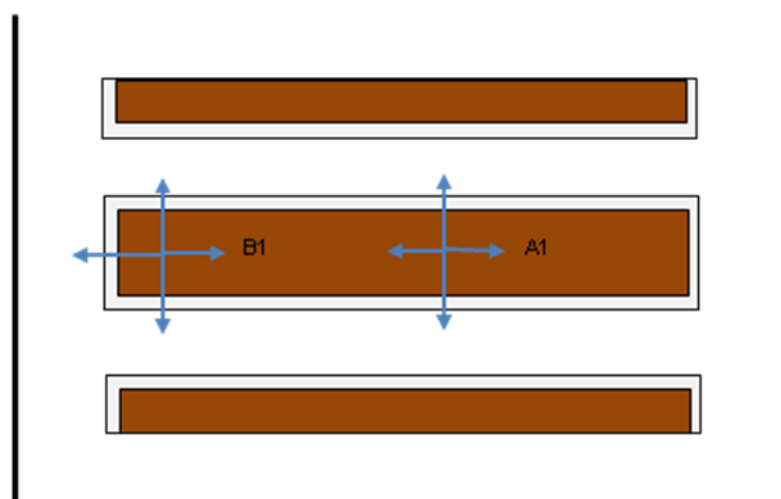


Figura 24 - Zonas de transferência de calor por condução na galleta: A1 - parte central; B1 - extremidades.

Esta situação é considerada no modelo considerando dois modos distintos para a discretização do interior da galleta, Figura 25.

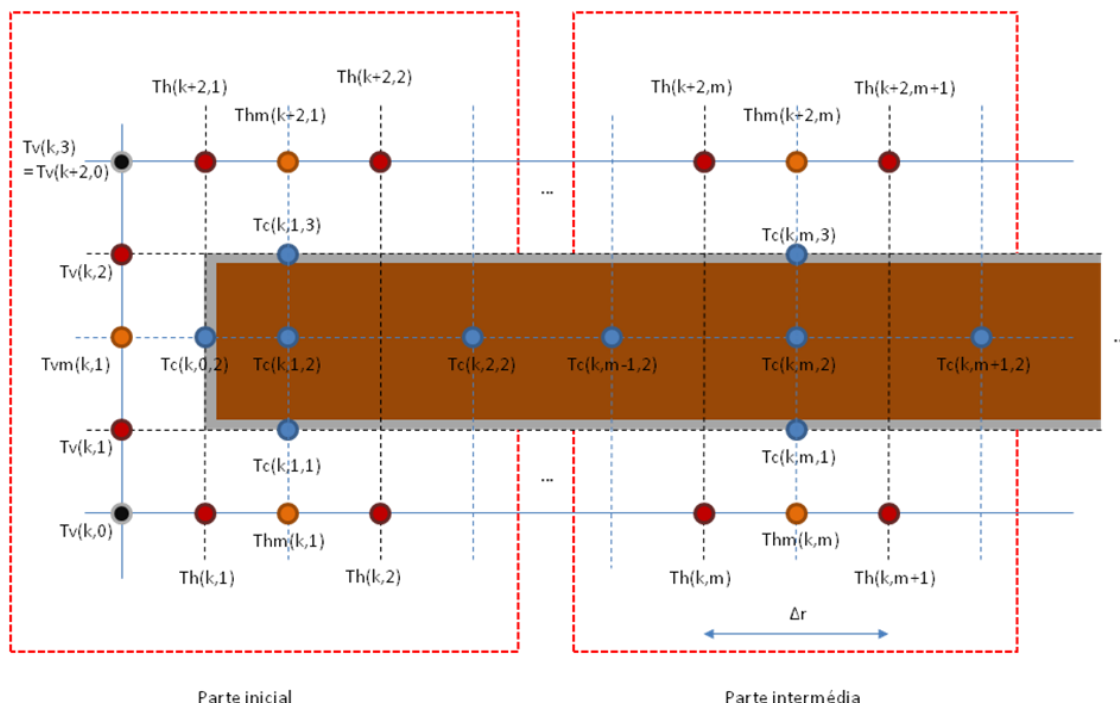


Figura 25 - Exemplo de discretização das zonas de diferente transferência de calor na galleta.

Quando a transferência de calor ocorre na parte central da galete (A1), é considerada uma resistência equivalente na direção radial, obtida por uma condutividade média ponderada para o cobre e papel que constituem as voltas de fio que formam a galete, K_{cx} . Na direção axial esta resistência equivalente é obtida com a condutividade do cobre isolado, K_{cx} , sendo também contabilizada a resistência em série do papel que envolve a galete, com condutividade, K_p . Tendo em conta estas considerações a equação de transferência de calor para esta secção da galete toma então a seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 Q_{gv_p} = & \left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p H_{galete,k} + 2 K_{cx} l_p} \right) A_{x,m} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m,3}}) \\
 & + \left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p H_{galete,k} + 2 K_{cx} l_p} \right) A_{x,m} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m,1}}) \\
 & + \frac{2 K_{cr} A_{r,m} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m-1,2}})}{\Delta r} + \frac{2 K_{cr} A_{r,m+1} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m+1,2}})}{\Delta r}
 \end{aligned} \tag{17}$$

Quando a transferência ocorre numa das extremidades da galete (B1), também se deve adicionar a resistência em série do papel exterior na direção radial, apresentando a seguinte expressão:

$$\begin{aligned}
 Q_{gv_p} = & \left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p H_{galete,k} + 2 K_{cx} l_p} \right) A_{x,m} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m,3}}) \\
 & + \left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p H_{galete,k} + 2 K_{cx} l_p} \right) A_{x,m} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m,1}}) \\
 & + \left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p \Delta r + 2 K_{cx} l_p} \right) A_{r,m+1} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m-1,2}}) \\
 & + \frac{2 K_{cr} A_{r,m+1} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m+1,2}})}{\Delta r}
 \end{aligned} \tag{18}$$

O calor é transferido na interface da galete para o óleo, onde se distinguem várias zonas como exemplificado na Figura 26.

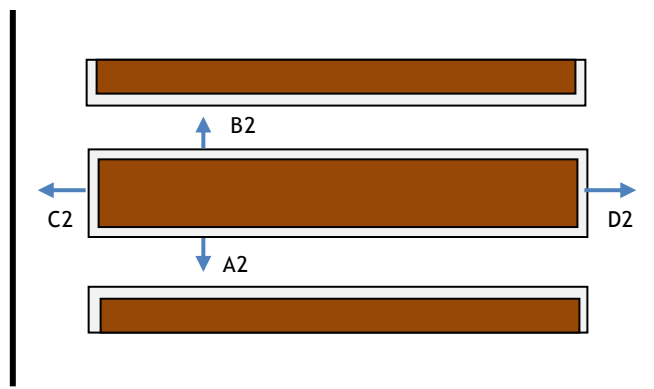


Figura 26 - Zonas de transferência de calor na interface galete/óleo: A2, B2 - canais radiais; C2, D2 - canais axiais.

As seguintes equações descrevem a transferência de calor em cada uma destas zonas:

- Transferência de calor por convecção entre a galete e o canal radial inferior (A2):

$$\left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p H_{galete,k} + 2 K_{cx} l_p} \right) (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m,1}}) = h_{0,k,m} (T_{c_{k,m,1}} - T_{hm_{k,m}}) \quad (19)$$

- Transferência de calor por convecção entre a galete e o canal radial superior (B2):

$$\left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p H_{galete,k} + 2 K_{cx} l_p} \right) (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m,3}}) = h_{0,k+2,m} (T_{c_{k,m,3}} - T_{hm_{k+2,m}}) \quad (20)$$

- Transferência de calor por convecção entre a galete e o canal axial branching (C2):

$$\left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p \Delta r + 2 K_{cx} l_p} \right) (T_{c_{k,1,2}} - T_{c_{k,0,2}}) = h_{0,k,0} (T_{c_{k,0,2}} - T_{vm_{k,1}}) \quad (21)$$

- Transferência de calor por convecção no canal axial confluence (D2):

$$\left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p \Delta r + 2 K_{cx} l_p} \right) (T_{c_{k,M-1,2}} - T_{c_{k,M,2}}) = h_{0,k,M} (T_{c_{k,M,2}} - T_{vm_{k+1,1}}) \quad (22)$$

Por fim é considerado o transporte de energia por convecção pelo óleo ao longo do canal, Figura 27.



Figura 27 - Zonas de transporte de energia por convecção: A3 - canais radiais; B3 - canais axiais; C3 - confluência de caudais

O transporte de energia por convecção nas diferentes zonas pode ser expresso por:

- Transporte por convecção nos canais radiais (A3):

$$\begin{aligned} (q_{k-2} - q_k) C_p Th_{km} \\ = (q_{k-2} - q_k) C_p Th_{km+1} + h_{0,k,m} A_{x,k,m} (Tc_{k,m,1} - Thm_{k,1}) \\ + h_{0,k,m} A_{x,k-2,m} (Tc_{k-2,m,3} - Thm_{k,m}) \end{aligned} \quad (23)$$

- Transporte por convecção nos canais axiais (B3):

$$q_{k+1} C_p Tv_{k+1,1} = q_{k+1} C_p Tv_{k+1,2} + h_{0,k,M} A_{r,k,M} (Tc_{k,M,2} - Tvm_{k+1,1}) \quad (24)$$

- Transporte na junção com confluência de caudais (C3):

$$q_{k+1} C_p Tv_{k+1,0} = (q_{k-2} - q_k) C_p Th_{k,M} + q_{k-1} C_p Tv_{k-1,2} \quad (25)$$

No entanto, como se viu na Secção 3.2, pode haver ocorrência de velocidades muito baixas no escoamento do óleo nos canais radiais, tendo implicações no regime de transferência de calor nestes canais. Para estes casos a transferência de calor da galete para o óleo e o transporte de energia no óleo são regidas essencialmente por condução em vez de convecção.

Esta diferença de comportamento é considerada no simulador quando se obtém um caudal mássico inferior a um valor definido internamente pelo simulador num canal radial no modelo de escoamento, sendo o conjunto de Equações 19 a 24 substituídas por:

- Transferência de calor por condução entre a galete e o canal radial inferior (A2):

$$\left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p H_{galete,k} + 2 K_{cx} l_p} \right) A_{x,k,m} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m,1}}) = \frac{k_0}{H_{cal\phi,k}/2} A_{x,k,m} (T_{c_{k,m,1}} - Thm_{k,m}) \quad (26)$$

- Transferência de calor por condução entre a galete e o canal radial superior (B2):

$$\left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p H_{galete,k} + 2 K_{cx} l_p} \right) A_{x,k,m} (T_{c_{k,m,2}} - T_{c_{k,m,3}}) = \frac{k_0}{H_{cal\phi,k+2}/2} A_{x,k+2,m} (T_{c_{k,m,3}} - Thm_{k+2,m}) \quad (27)$$

- Transferência de calor por condução entre a galete e o canal axial branching (C2):

$$\left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p \Delta r + 2 K_{cx} l_p} \right) A_{r,k,1} (T_{c_{k,1,2}} - T_{c_{k,0,2}}) = \frac{k_0}{D_{h,k}^{axi}/2} A_{r,k,0} (T_{c_{k,0,2}} - Tvm_{k,1}) \quad (28)$$

- Transferência de calor por condução entre a galete e o canal axial confluence (D2):

$$\left(\frac{2 K_{cx} K_p}{K_p \Delta r + 2 K_{cx} l_p} \right) A_{r,k,M} (T_{c_{k,M-1,2}} - T_{c_{k,M,2}}) = \frac{k_0}{D_{h,k}^{axi}/2} A_{r,k,M} (T_{c_{k,M,2}} - Tvm_{k+1,1}) \quad (29)$$

- Transporte por condução nos canais radiais (A3):

$$\begin{aligned} & \frac{k_0}{\Delta r} \left(\frac{A_{f,k,m-1}^{rad} + A_{f,k,m}^{rad}}{2} \right) (Thm_{k,m-1} - Thm_{k,m}) \\ &= \frac{k_0}{\Delta r} \left(\frac{A_{f,k,m}^{rad} + A_{f,k,m+1}^{rad}}{2} \right) (Thm_{k,m} - Thm_{k,m+1}) \\ &+ \frac{k_0}{H_{cal\phi,k}/2} \left(\frac{A_{x,k,m-1} + A_{x,k,m}}{2} \right) (T_{c_{k,m,1}} - Thm_{k,m}) \\ &+ \frac{k_0}{H_{cal\phi,k}/2} \frac{A_{x,k-2,m-1} + A_{x,k-2,m}}{2} (T_{c_{k-2,m,3}} - Thm_{k,m}) \end{aligned} \quad (30)$$

- Transporte por condução nos canais axiais (B3):

$$q_{k+1} C_p T v_{k+1,1} = q_{k+1} C_p T v_{k+1,2} + \frac{k_0}{D_{h,k}^{axi}/2} A_{r,k,M} (T_{c_{k,M,2}} - Tvm_{k+1,1}) \quad (31)$$

Os coeficientes convectivos do óleo, h_o , foram determinados recorrendo a resultados de CFD e foram obtidas correlações para a sua variação em função da distância à entrada do canal, estando a metodologia utilizada para a sua obtenção no Anexo 6.

3.3.2.3 Resolução do modelo

Ambos os conjuntos de Equações 19 a 25 ou 25 a 31 são sistemas de equações não-lineares, cuja solução é obtida usando o método de Gauss-Seidel. Para a resolução por este método é necessário fornecer os caudais mássicos obtidos pelo modelo de escoamento e uma estimativa das temperaturas nos diferentes volumes de controlo ao longo do enrolamento, sendo obtidos como variáveis de saída as temperaturas do óleo ao longo dos diferentes canais e as temperaturas médias e máximas das diversas galletes.

3.3.3 Resultados do simulador

Com o auxílio deste simulador foi realizada a simulação do enrolamento AT do transformador do tipo ODAF, previamente simulado em CFD.

Para a simulação em CFD foi utilizado um computador Dell Precision PW490 contendo processadores Intel® Xeon® X5365 @ 3.00GHz com 8Gb de RAM, tendo sido necessário um período de simulação de 2 dias. A simulação através da ferramenta aqui descrita foi realizada no mesmo computador e permitiu reduzir o tempo de simulação de dias para alguns minutos.

Nas Figuras 28, 29 e 30 são comparadas as soluções obtidas por simulação 3D em CFD e pelo simulador de rede, mostrando os perfis de distribuição do caudal e de temperatura no óleo e no interior das galletes.

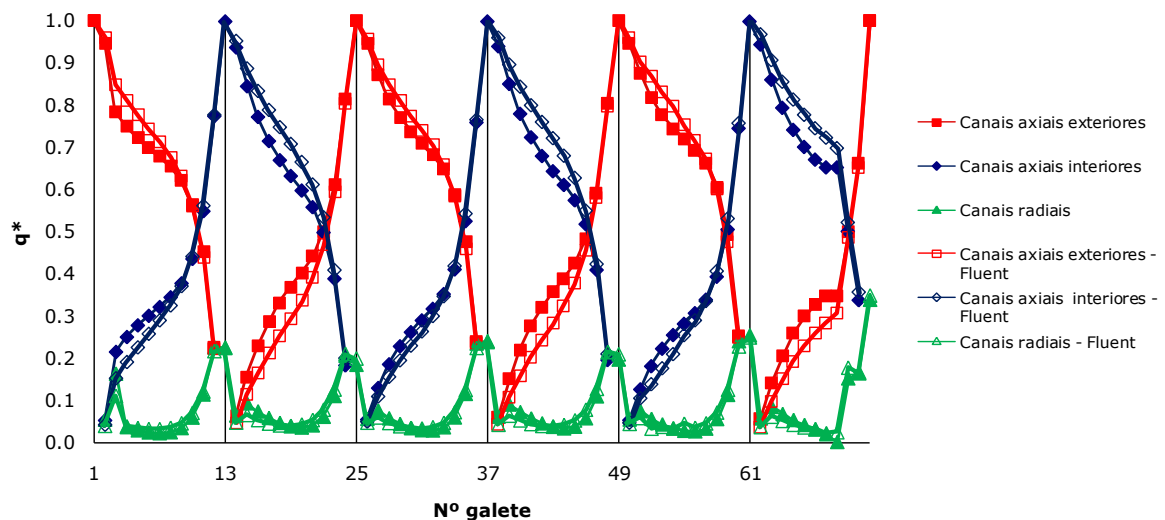


Figura 28 - Perfis de distribuição de caudal do óleo obtidos por CFD (pontos não preenchidos) e pelo simulador (pontos preenchidos) para o enrolamento AT.

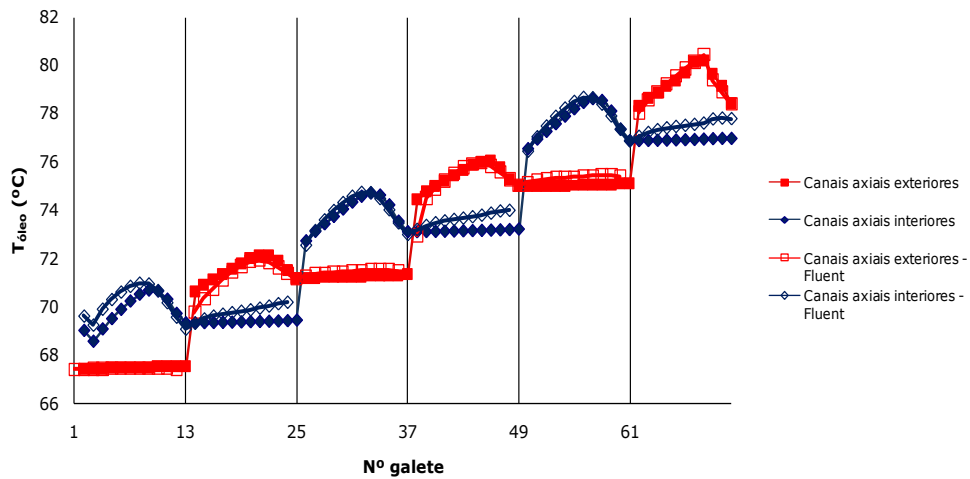


Figura 29 - Perfis de temperatura do óleo obtidos por CFD (pontos não preenchidos) e pelo simulador (pontos preenchidos) para o enrolamento AT.

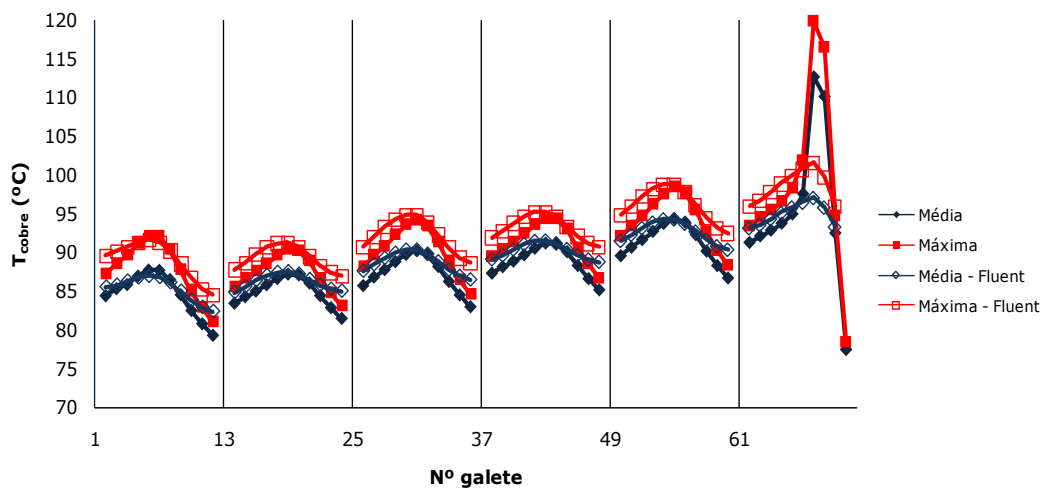


Figura 30 - Temperaturas máximas e médias no interior das galletes obtidas por CFD (pontos não preenchidos) e pelo simulador (pontos preenchidos) para o enrolamento AT.

Como é possível observar o simulador apresenta uma boa aproximação aos resultados do CFD, mostrando ser capaz de obter soluções fisicamente viáveis e realistas para o caso simulado.

Ao analisar o perfil de escoamento obtido no primeiro bloco (galete 1 a 12 e galete 61 a 73, respectivamente, na Figura 28), é possível verificar que o simulador após as alterações desenvolvidas ao longo desta tese permite prever o escoamento nos canais que apresentam altura axial diferente aos canais tipo 1.

No perfil de temperaturas do óleo apresentado na Figura 29 é possível visualizar um desvio da solução apresentada pelo simulador em relação à solução obtida por CFD nos canais axiais interiores nos blocos em que estes funcionam como canais branching. Este fenómeno

pode estar associado a uma má modelização do coeficiente de transferência de calor, visto considerar-se a mesma correlação para os canais axiais e radiais. Devido a limitações do período agraciado por este projecto, não foi possível proceder-se a um estudo dos coeficientes de transferência nos canais axiais, sendo este um dos passos seguintes a formular pela empresa.

Por análise da Figura 30 observa-se uma concordância na previsão das temperaturas máximas e médias das galletes por parte dos dois modelos, sendo a única diferença significativa visível a meio do último bloco do enrolamento, onde o simulador obtém uma temperatura superior a esperada pelo CFD a partir do canal tipo 2. Neste canal, o caudal mássico obtido pelo modelo de escoamento do simulador é inferior ao obtido pelo método CFD, resultando directamente numa menor transferência de calor entre a galete e o óleo, que justifica este aumento de temperatura. Este fenómeno pode ocorrer devido a um sobredimensionamento do factor de atrito horizontal por parte do simulador, que se suspeita resultar da influência dos vórtices existentes à entrada do canal na determinação das correlações utilizadas.

Para avaliar a flexibilidade e robustez deste simulador foram também realizados estudos paramétricos com variações geométricas e de condições de operação relativamente ao caso base:

- Variação da altura axial dos canais radiais
- Variação do caudal de óleo à entrada do enrolamento
- Variação da temperatura do óleo à entrada do enrolamento
- Variação das perdas do enrolamento
- Variação do número de galletes de cada bloco do enrolamento

Uma breve descrição dos diferentes casos simulados e os respectivos perfis de distribuição de caudal e de temperatura no óleo e no interior das galletes obtidos estão apresentados no Anexo 7. A duração média de preparação e simulação destes casos foi de 10 a 20 minutos e foram obtidas soluções fisicamente viáveis em todos os casos. Não foi, porém, possível realizar uma comparação com resultados CFD para estes casos devido ao elevado tempo necessário para criação da grelha, simulação e tratamento de dados para cada um destes casos. No entanto, foi já realizada a simulação do enrolamento BT, usando todos os dados obtidos no AT, tendo sido obtido também uma boa concordância com os resultados do CFD.

4 Conclusões

A ferramenta de simulação aqui apresentada demonstrou ser capaz de obter resultados com um elevado grau de aproximação aos resultados CFD obtidos pelo modelo 3D, previamente validados, do mesmo enrolamento AT. Também foi possível reduzir o tempo de simulação para o mesmo enrolamento significativamente em comparação com o tempo de simulação obtido com o método CFD para as mesmas condições de processamento. Esta ferramenta também apresenta uma grande versatilidade em termos de variação de condições operatórias ou configurações geométricas do enrolamento simulado, visível nos diversos casos de estudo simulados, apresentando sempre um tempo de simulação reduzido nos casos estudados (no máximo 10 minutos).

Este projecto permitiu encontrar novas considerações para os modelos de escoamento e de transferência de calores utilizados, que nunca foram considerados nos modelos previamente criados. A reformulação do código base desta ferramenta realizada ao longo deste projecto, também permitiu preparar a ferramenta para a simulação de outros enrolamentos do transformador que apresentam características geométricas diferentes e potencialmente diferentes comportamentos a nível de escoamento e transferência de calor (mais que uma entrada de óleo, existência de inversão de caudal nos canais radiais ao longo de um bloco, variação do número de galletes e/ou canais presente, etc.).

Todos estes pontos apresentam a potencialidade deste software num ambiente industrial como ferramenta de simulação e estudo de designs de transformadores, permitindo obter rapidamente a localização e temperatura dos *hot-spots* existentes, características requeridas para a sua certificação. Porém, ainda existem alguns desvios locais entre os resultados obtidos pelo simulador e os resultados de CFD que indicam a necessidade de algum aperfeiçoamento nos modelos aplicados.

Apesar dos avanços realizados ao longo deste projecto, o simulador ainda apresenta áreas que podem ser alvo de aperfeiçoamentos de forma a melhorar a exactidão dos seus resultados, assim como a sua flexibilidade em termos de alterações de design e condições operatórias. O passo seguinte definido pela Fluidinova para o desenvolvimento desta ferramenta é o estudo e simulação dos restantes enrolamentos presentes no transformador com o objectivo de expandir a aplicação desta ferramenta a todo o transformador criando assim uma ferramenta prática e configurável para o estudo de designs de transformadores e o seu efeito nos *hot-spots*.

5 Referências

- Allen, P. H., & Childs, E. P. (1986). Conjugated heat transfer in disc-type power transformer windings. *Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf.*, 6, pp. 2977-2982. San Francisco, CA.
- Bérubé, J.-N., Aubin, J., & McDermid, W. (2007). *Recent Development in Transformer Winding*. Relatório interno, Neoptix Inc.
- Chun-Hao, S. (2001). *Natural convection in electrical transformers*. Tese de mestrado. Republica Popular da China.
- Del Vecchio, R. M., & Feghali, P. (1999). Thermal Model of a Disk Coil with Directed Oil Flow. *Proc. IEEE Transm. Dist. Conf.*, 2, 914-919.
- Gharehpetian, G., Hosseini, R., & Nourolahi, M. (2008). Determination of OD cooling system parameters based on thermal modeling of power transformer winding. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 16, 585-596.
- Godec, Z., & Sarunac, R. (1992). Steady-state temperature rises of ONAN/ONAF/OFAF transformers. *IEE Proceedings-C*, 139, 448-454.
- Gomes, P.J., Sousa, R.G., Dias, M.M., Lopes, J.C.B., Silvestre, M., Couto, D., Mesquita, P. (2007). Large Power Transformer Cooling - Flow Simulation and PIV Analysis in an Experimental Prototype. ARWtr 2007 -Advanced Research Workshop on Transformers, Baiona, Espanha.
- Gomes, P.J., Sousa, R.G., Cardoso, J.I., M.M., Lopes, J.C.B., Silvestre, M., Couto, D., Ramos, J., Mesquita, P., Maia, M. (2007). Studies in a Large Power Transformer - Heat Transfer and Flow Optimization using CFD, ARWtr 2007 - Advanced Research Workshop on Transformers, Baiona, Espanha.
- Hunt, R., & Giordano, M. (2005). Thermal Overload Protection of Power Transformers - Operating Theory and Practical Experience. *59th Annual Protective Relaying Conference*. Atlanta, Georgia.
- IEC 60076-2 (1993). *Power transformers - Part 2: Temperature rise*. International Electrotechnical Commission, Geneva, Switzerland.
- Karimifard, P., & Gharehpetian, G. B. (2008). A new algorithm for localization of radial deformation and determination of deformation extent in transformer windings. *Electric Power Systems Research*, 78, 1701-1711.
- Kranenborg, E. J., Olsson, C. O., Samuelsson, B. R., Lundin, L.-Å., & Missing, R. M. (2008). Numerical Study on Mixed Convection and Thermal Streaking in Power Transformer Windings. *5th European Thermal-Sciences Conference*. The Netherlands.
- Lussier, D. T., Ormiston, S. J., & Marko, R. M. (2003). Theoretical Determination of Anisotropic Effective Thermal Conductivity in Transformer Windings. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 30, 313-322.
- Martins, A. A. (2006). *Fenómenos de Transporte em Meios Porosos - Escoamento Monofásico e Transporte de Massa*. Tese de Doutoramento. Porto, Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Mufata, J.-M., & Van del Bulck, E. (2001). Modelling of the mass flow distribution around an array of rectangular blocks in-line arranged and simulating the cross-section of a winding disc-type transformer. *Applied Thermal Engineering*, 21, 731-749.
- Mufata, J.-M., & Van den Bulck, E. (2000). Modelling of the mixed convection in the windings of a disc-type power transformer. *Applied Thermal Engineering*, 20, 417-437.
- Nakadate, M., Toda, K., Sato, K., Biswas, D., Nakagawa, C., & Yanari, T. (1996). Gas Cooling Performance in Disc Winding of Large-Capacity Gas-Insulated Transformer. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 11, 903-908.
- Oliver, A. J. (1980). Estimation of transformer winding temperatures and coolant flows using a general network method. *Proc. Inst. Elect. Eng.*, 16, 395-405.

- Pandit, A. B., Ganguli, A. A., & Joshi, J. B. (2007). Numerical predictions of flow patterns due to natural convection in a vertical slot. *Chemical Engineering Science*, 62, 4479-4495.
- Rahimpour, E., Barati, M., & Schafer, M. (2007). An investigation of parameters affecting the temperature rise in windings with zigzag cooling flow path. *Applied Thermal Engineering*, 27, 1923-1930.
- Susa, D. (2005). *Dynamic Thermal Modelling of Power Transformers*. Espoo: TKK Dissertations 9.
- Wakil, N. E., Chereches, N.-C., & Padet, J. (2006). Numerical study of heat transfer and fluid flow in a power transformer. *International Journal of Thermal Sciences*, 45, 615-626.
- Yamaguchi, M., Kumasaka, T., Inui, Y., & Ono, S. (1981). The Flow Rate in a Self-Cooled Transformer. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, 10, 956-963.
- Zhang, J., & Xianguo, L. (2004a). Coolant Flow Distribution and Pressure Loss in ONAN Transformer Windings—Part I: Theory and Model Development. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 19, 186-193.
- Zhang, J., & Xianguo, L. (2004b). Coolant Flow Distribution and Pressure Loss in ONAN Transformer Windings—Part II: Optimization of Design Parameters. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 19, 194-199.
- Zhang, J., & Xianguo, L. (2006a). Oil Cooling for Disk-Type Transformer Windings—Part 1: Theory and Model Development. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 21, 1318-1325.
- Zhang, J., & Xianguo, L. (2006b). Oil Cooling for Disk-Type Transformer Windings—Part II: Parametric Studies of Design Parameters. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 21, 1326-1332.

6 Avaliação do trabalho realizado

6.1 Objectivos Realizados

Durante este projecto foi possível dar apoio ao desenvolvimento ao simulador dos fenómenos de escoamento e de transferência de calor presentes num transformador do tipo core que permita prever a localização e temperatura do *hot-spot* do transformador. Este apoio foi realizado inicialmente sobre a forma de estudos do factor de atrito no transformador estudado, tendo sido obtidas novas correlações para serem inseridas nos modelos do simulador. Também foram identificados fenómenos que não eram contemplados nos modelos do simulador. Estas descobertas implicaram a reestruturação dos modelos do simulador tendo assim permitido simular, com resultados concordantes a simulação CFD, o enrolamento AT do transformador estudado, cumprindo assim o objectivo principal deste projecto.

6.2 Limitações e Trabalho Futuro

Devido ao tempo limitado e a magnitude deste projecto não foi possível desenvolver o protótipo final do simulador que permita a simulação completa do transformador para todos os modos de funcionamento. Foi verificado que o desempenho do simulador actual pode ser alvo de melhorias, especificamente a nível das correlações de transferência de calor, tendo sido iniciados estudos com esse intuito na recta final deste projecto, encontrando-se ainda em curso na data de entrega deste documento. Também se encontravam em realização na data de entrega deste documento, estudos para a extensão do simulador para os restantes enrolamentos do transformador estudado, tendo sido já simulado o enrolamento BT com resultados concordantes com a simulação CFD.

6.3 Apreciação final

Este projecto foi um desafio interessante para o autor deste documento porque permitiu colocar à prova todo o conhecimento adquirido ao longo dos anos de Mestrado pelo mesmo, devido a quantidade de fenómenos físicos e metodologias de simulação e modelização considerados ao longo deste projecto. Por estes motivos, é do desejo pessoal do autor desta tese poder continuar envolvido no trabalho futuro realizado sobre este simulador.

Anexo 1 - Modelo de viscosidade e densidade

Devido a viscosidade e a densidade do óleo sofrerem variações com a temperatura, foi necessário proceder a sua modelização de forma a ser considerada nos modelos utilizados pelo simulador. Durante um projecto prévio da Fluidinova com a EFACEC, a variação da viscosidade do óleo com a temperatura foi determinada experimentalmente utilizando um reómetro obtendo-se a função

$$\mu = 1,43 \times 10^{-7} \exp\left(\frac{3479,5}{T}\right) \quad (32)$$

em que μ é a viscosidade do óleo e T é a temperatura do óleo.

Para descrever a variação da densidade com a temperatura foi utilizado o modelo de Boussinesq, modelo muito utilizado quando as variações de inércia são pequenas, que utiliza a seguinte relação:

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (33)$$

em que ρ é a densidade do óleo, ρ_0 é a densidade do óleo a temperatura de referência, T_0 e β é o coeficiente de expansão térmica.

Para o óleo nafténico o coeficiente de expansão térmica tem o valor de $\beta = 0,64 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$, e atendendo à gama de temperaturas a que o óleo é sujeito dentro do transformador, as variações de densidade não excedem os 5%, o que valida a utilização do modelo de Boussinesq.

Anexo 2 - Determinação dos parâmetros geométricos

As fórmulas de cálculo dos parâmetros geométricos utilizados foram criadas com base nas características geométricas dos elementos constituintes do bloco (galetes, canais e rodela), que estão esquematizadas na Figura 31.

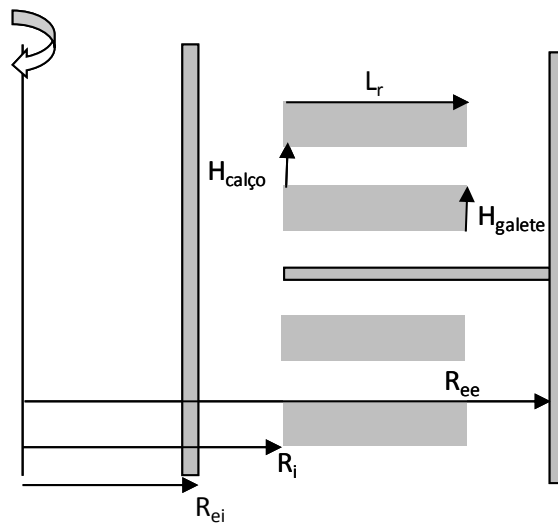


Figura 31 - Representação em 2D de uma secção de dois blocos do segmento AT

I- Cálculo do factor de atrito

• Canais radiais

Para o comprimento radial destes canais considerou-se o valor do comprimento radial da galete, L_r . Os diferentes parâmetros geométricos podem ser obtidos a partir de

$$V_{efec}^{rad} = \pi(R_i + L_r)^2 H_{calço} - \pi(R_i)^2 H_{calço} \quad (34)$$

$$A_{molha}^{rad} = 2(\pi(R_i + L_r)^2 - \pi(R_i)^2) \quad (35)$$

$$D_h^{rad} = \frac{4 V_{efec}^{rad}}{A_{molha}^{rad}} \quad (36)$$

Devido à não-uniformidade da área transversal do canal radial, a área de fluido é obtida por uma média entre as áreas de fluido de ambas as extremidades do canal radial.

$$A_f^{rad} = \frac{A_f^{rad,big} + A_f^{rad,small}}{2} \quad (37)$$

sendo as áreas nas extremidades obtidas por

$$A_f^{rad,big} = 2 \pi (R_i + L_r) H_{calço} \quad (38)$$

$$A_f^{rad,small} = 2 \pi R_i H_{calço} \quad (39)$$

Contemplando a geometria axissimétrica do transformador, é necessário separar os canais axiais em canal axial interior e canal axial exterior.

• Canal axial interior

Os diferentes parâmetros geométricos podem ser obtidos a partir de

$$V_{efec}^{axi,int} = \pi (R_i)^2 H_{galste} - \pi (R_{ei})^2 H_{galste} \quad (40)$$

$$A_{molha}^{axi,int} = 2 \pi R_{ei} H_{galste} + 2 \pi R_i H_{galste} \quad (41)$$

$$D_h^{axi,int} = \frac{4 V_{efec}^{axi,int}}{A_{molha}^{axi,int}} \quad (42)$$

$$A_f^{axi,int} = \pi R_{ei}^2 - \pi R_i^2 \quad (43)$$

• Canal axial exterior

$$V_{efec}^{axi,ext} = \pi (R_{ee})^2 H_{galste} - \pi (R_i + L_r)^2 H_{galste} \quad (44)$$

$$A_{molha}^{axi,ext} = 2 \pi R_{ee} H_{galste} + 2 \pi (R_i + L_r) H_{galste} \quad (45)$$

$$D_h^{axi,ext} = \frac{4 V_{efec}^{axi,ext}}{A_{molha}^{axi,ext}} \quad (46)$$

$$A_f^{axi,ext} = \pi (R_{se})^2 - \pi (R_i + L_r)^2 \quad (47)$$

II- Simulador

a. Áreas de fluxo e diâmetros hidráulicos

• Canais radiais

Para o comprimento radial destes canais considerou-se o valor do comprimento radial da galete, L_r . Os diferentes parâmetros geométricos são definidos por

$$V_{efec}^{rad} = \pi \left(R_i + \frac{m L_r}{M-1} \right)^2 H_{calço} - \pi \left(R_i + \frac{(m-1)L_r}{M-1} \right)^2 H_{calço} - \pi \left(\frac{L_r}{M-1} L_a n_{slices} \right) H_{calço} \quad (48)$$

$$A_{molha}^{rad} = 2 \pi \left(R_i + \frac{m L_r}{M-1} \right)^2 - 2 \pi \left(R_i + \frac{(m-1)L_r}{M-1} \right)^2 - 2 \pi \frac{L_r}{M-1} L_a n_{slices} + 2 \frac{L_r}{M-1} H_{calço} n_{slices} \quad (49)$$

$$D_h^{rad} = \frac{4 V_{efec}^{rad}}{A_{molha}^{rad}} \quad (50)$$

Devido à não-uniformidade da área transversal do canal radial, a área de fluido utilizada é uma média entre as áreas de fluido das extremidades do elemento de volume discretizado.

$$A_f^{rad} = \frac{A_f^{rad,m+1} + A_f^{rad,m}}{2} \quad (51)$$

$$A_f^{rad,m} = 2 \pi \left(R_i + \frac{(m-1)L_r}{M-1} \right) \frac{H_{calço}}{2 n_{slices}} \quad (52)$$

• Canal axial interior

$$V_{efec}^{axi,int} = \pi R_i^2 H_{galete} - \pi R_{ei}^2 H_{galete} - (R_i - R_{ei}) L_{a,régua} n_{slices} H_{galete} \quad (53)$$

$$A_{molha}^{axi,int} = 2 \pi (R_{ei} + R_i) H_{galete} + 2 \pi (R_i - R_{ei}) [H_{galete} + (L_a - L_{a,régua}) - 2 L_{a,régua} H_{galete}] n_{slices} \quad (54)$$

$$A_f^{axi,int} = \frac{\pi R_i^2 - \pi R_{ei}^2 - (R_i - R_{ei}) L_{a,régua} n_{slices}}{2 n_{slices}} \quad (55)$$

Contemplando a geometria axissimétrica do transformador, é necessário separar os canais axiais em canal axial interior e canal axial exterior.

• Canal axial exterior

$$V_{efec}^{axi,ext} = \pi R_{ee}^2 H_{galete} - \pi (R_i + L_r)^2 H_{galete} - (R_{ee} - R_i - L_r) L_{a,régua} n_{slices} H_{galete} \quad (56)$$

$$A_{molha}^{axi,ext} = 2 \pi (R_i + L_r + R_{ee}) H_{galete} + 2 \pi (R_{ee} - R_i - L_r) [H_{galete} + (L_a - L_{a,ruler}) - 2 L_{a,ruler} H_{galete}] n_{slices} \quad (57)$$

$$D_h^{axi,ext} = \frac{4 V_{efec}^{axi,ext}}{A_{molha}^{axi,ext}} \quad (58)$$

$$A_f^{axi,ext} = \frac{\pi R_{ee}^2 - \pi (R_i + L_r)^2 - [R_{ee} - (R_i + L_r)] L_{a,régua} n_{slices}}{2 n_{slices}} \quad (59)$$

b. Áreas de transferência de calor

• **Interface galete/óleo no canal axial interior**

$$A_{x,m} = \frac{\pi (R_i + m \Delta r)^2 - \pi [R_i + (m - 1) \Delta r]^2 - L_a \Delta r n_{slices}}{2 n_{slices}} \quad (60)$$

• **Interface galete/óleo no canal axial exterior**

$$A_{x,m} = \frac{\pi (R_i + L_r - (m - 1) \Delta r)^2 - \pi [R_i + L_r - m \Delta r]^2 - L_a \Delta r n_{slices}}{2 n_{slices}} \quad (61)$$

• **Interface galete/óleo no canal radial**

As réguas posicionadas nas extremidades radiais da galete são contempladas no modelo geométrico do simulador, implicando a formulação de expressões de cálculo da área de transferência de calor diferentes para os elementos de volume localizados à entrada/saída do canal radial e os restantes elementos localizados no interior do canal.

○ **Elemento a entrada e saída do canal radial** ($m = 0$ e $m = M$)

$$A_{r,m} = \frac{2 \pi R_i H_{galete} + 2 \pi m \Delta r H_{galete} - L_{a,régua} H_{galete} n_{slices}}{2 n_{slices}} \quad (62)$$

○ **Elementos no interior do canal radial** ($m = 1$ e $m = M-1$)

$$A_{r,m} = \frac{2 \pi R_i H_{galete} + 2 \pi m \Delta r H_{galete}}{2 n_{slices}} \quad (63)$$

Anexo 3 - Algoritmos de resolução do simulador

Nas seguintes figuras encontram-se apresentados os esquemas de resolução do simulador.

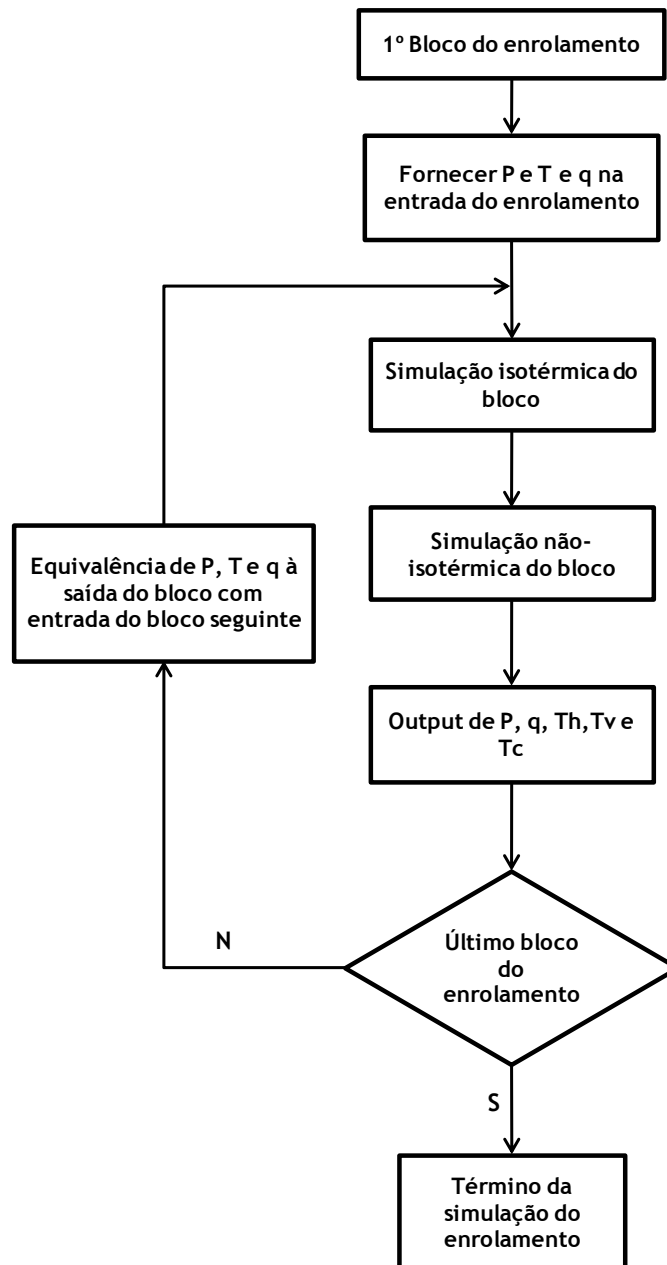


Figura 32 - Esquema de resolução do simulador para o enrolamento AT.

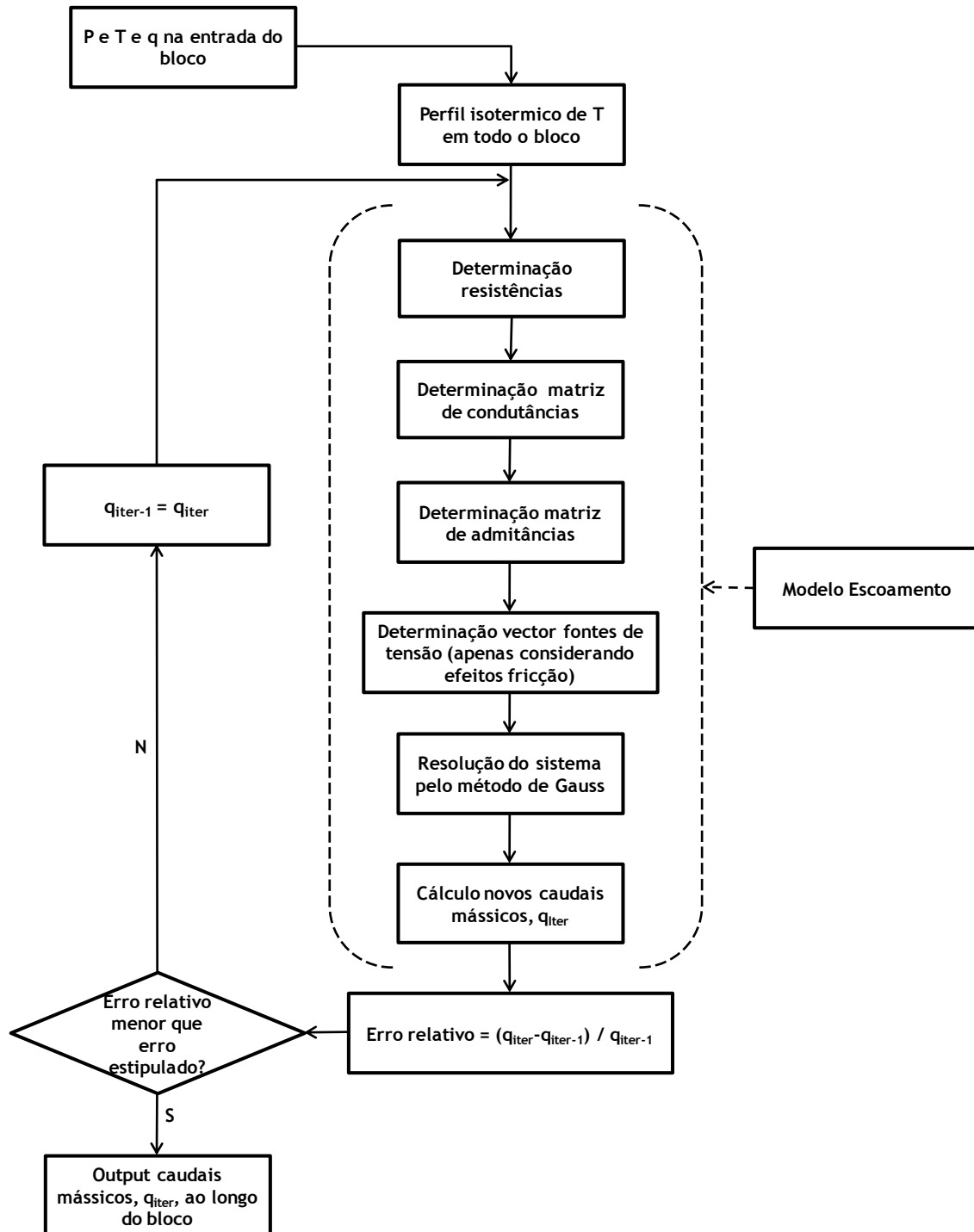


Figura 33 - Esquema de resolução da simulação isotérmica de um bloco do enrolamento AT.

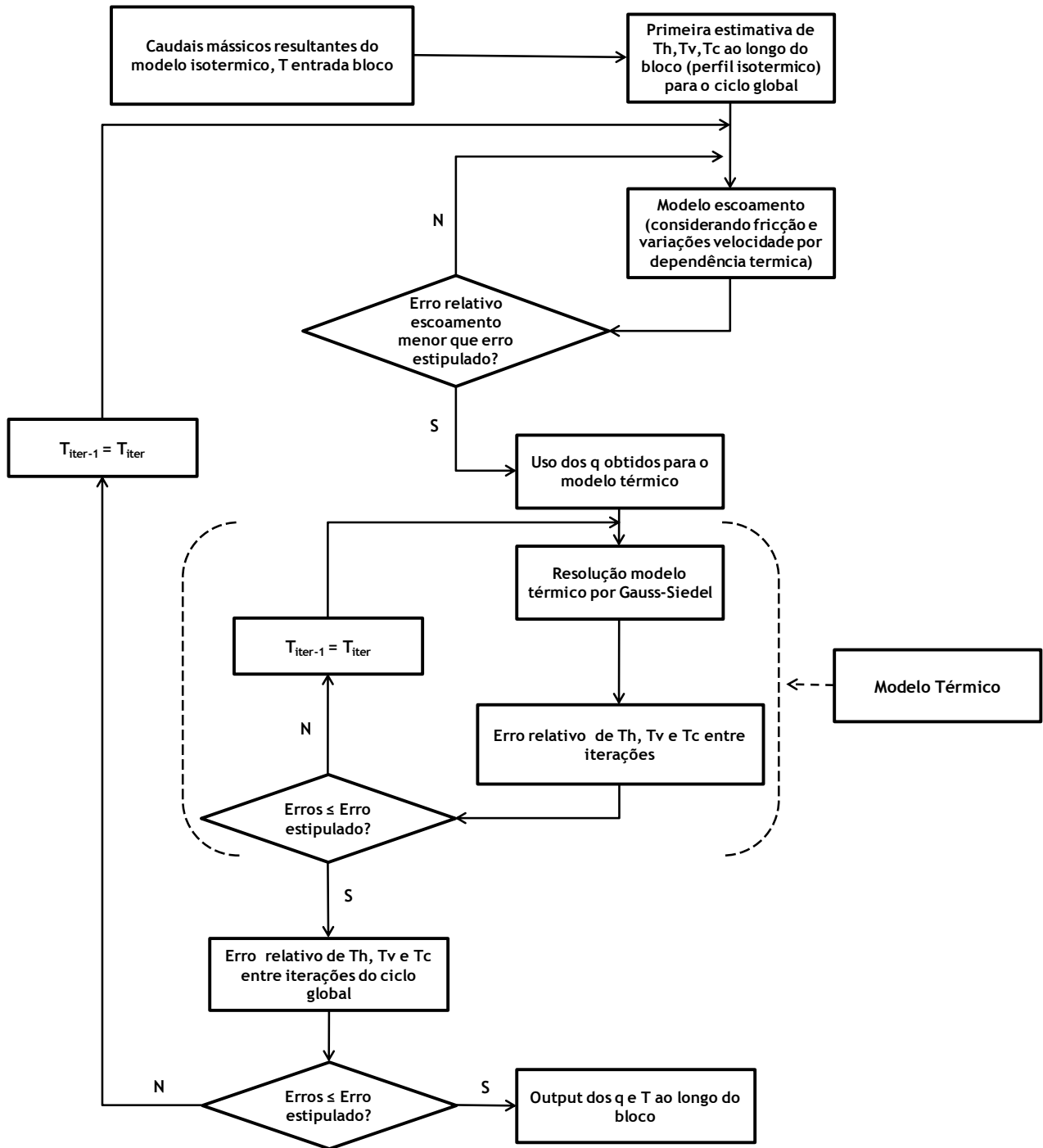


Figura 34 - Esquema de resolução da simulação não-isotérmica de um bloco do enrolamento AT.

Anexo 4 - Determinação das temperaturas médias

- Temperatura média de um elemento do canal axial

$$Tvm = \frac{Tv_{k,l} + Tv_{k,l+1}}{2} \quad (64)$$

em que Tvm é a temperatura média do elemento do canal axial, $Tv_{k,l}$ é a temperatura do ponto de discretização l , e $Tv_{k,l+1}$ é a temperatura do ponto de discretização $l + 1$.

- Temperatura média de um elemento do canal radial

$$Thm = \frac{Th_{k,m} + Th_{k,m+1}}{2} \quad (65)$$

em que Thm é a temperatura média do elemento do canal radial, $Th_{k,m}$ é a temperatura do ponto de discretização m , e $Th_{k,m+1}$ é a temperatura do ponto de discretização $m + 1$.

- Temperatura média de um canal axial

$$Tm = \frac{Tv_{k,0} + Tv_{k+2,0}}{2} \quad (66)$$

em que Tm é a temperatura média da junção, $Tv_{k,0}$ é a temperatura a entrada do canal axial k , e $Tv_{k+2,0}$ é a temperatura a entrada do canal axial $k + 2$.

Anexo 5 - Implementação do modelo de redes

Na modelização de qualquer sistema físico o número de incógnitas e de equações linearmente independentes possíveis de definir deve ser igual de forma que seja possível obter-se uma solução única.

A área transversal não uniforme nos canais horizontais e as propriedades dependentes da temperatura do óleo, quando acopladas com a transferência de calor, podem resultar na variação de velocidade ao longo de um canal, em concordância com o princípio de conservação de massa. É portanto considerado o caudal mássico com a variável primária em vez da velocidade usualmente adoptada nos modelos apresentados na literatura bibliográfica. Então neste modelo as variáveis são os valores das pressões absolutas e dos caudais mássicos presentes nas junções e canais respectivamente, tendo assim um total de $N_{\text{junções}} + N_{\text{canais}}$ variáveis. Como em cada junção é possível escrever a sua respectiva equação de balanço material, equação 6, e para cada canal se pode escrever uma equação na forma da equação 9, o número total de equações é igual ao de incógnitas, confirmando assim a existência de uma solução única.

Segundo (Martins, 2006), para o modelo de redes, as equações do balanço material nas junções podem ser expressas na seguinte forma matricial, segundo a lei dos nós:

$$\underline{\mathbf{A}} \underline{\mathbf{q}} = 0 \quad (67)$$

sendo $\underline{\mathbf{q}}$ um vector de $N_{\text{junções}}$ elementos contendo os valores dos caudais mássicos em cada canal e $\underline{\mathbf{A}}$ é a matriz de incidências reduzidas, de dimensão $N_{\text{nós}} \times N_{\text{ramos}}$. Os elementos a_{ij} desta matriz podem tomar um de três valores em função do sentido do escoamento no ramo (analogamente, canal) j em relação ao nó (analogamente, junção) i :

- -1 se o sentido for o da entrada do nó
- +1 se o sentido for o de saída da nó
- 0 se o canal e os nós não estiverem ligados entre si

De igual modo é possível obter uma expressão matricial que represente a lei das malhas aplicadas aos ramos:

$$\underline{\Delta P} = \underline{\mathbf{A}}^T \underline{\mathbf{P}} \quad (68)$$

sendo $\underline{\Delta P}$ um vector com N_{ramos} elementos, contendo as diferenças de potencial (quedas de pressão) presentes nos ramos, \underline{P} um vector com $N_{\text{nós}}$ elementos, contendo os potenciais (analogamente, pressões) nos nós e \underline{A}^T é a transposta da matriz de incidências.

A Equação 11 pode ser reescrita, na forma matricial, da seguinte forma:

$$\underline{q} = \underline{G} (\underline{\Delta P} - \underline{\Delta P}^s) \quad (69)$$

em que $\underline{\Delta P}^s$ é um vector com N_{ramos} elementos, contendo as fontes de tensão de cada um dos ramos da rede e \underline{G} é a matriz diagonal de dimensões $N_{\text{ramos}} \times N_{\text{ramos}}$, contendo os valores de condutância de cada um dos ramos do circuito equivalente:

$$\underline{G} = \underline{R}^{-1} \quad (70)$$

Os elementos g_{ij} da matriz de condutância não são mais que o inverso das resistências ao escoamento obtidas para cada ramo da rede.

Substituindo a Equação 69 na Equação 68 e rearranjando, obtém-se um sistema de equações em que as incógnitas são os potenciais nos nós da rede, isto é, as pressões nas junções, com a seguinte forma

$$\underline{Y} \underline{P} = \underline{q}^s \quad (71)$$

em que a matriz \underline{Y} é definida pela expressão

$$\underline{Y} = \underline{A} \underline{G} \underline{A}^T \quad (72)$$

Esta matriz \underline{Y} é denominada de matriz de admitâncias e tem uma dimensão $N_{\text{nós}} \times N_{\text{nós}}$. Os seus elementos, y_{ij} , são obtidos a partir da matriz \underline{G} , tendo em consideração a sua posição em relação à diagonal da matriz.

- Os elementos da diagonal, y_{ii} , são determinados somando a condutância de todos os ramos da rede associados ao nó i , obtendo-se assim a admitância própria do ramo i .
- Os elementos que não pertencem à diagonal, y_{ij} , são iguais ao simétrico do valor da condutância do ramo que liga os nós i e j , representando a admitância mútua entre dois nós da rede.
- Todos os restantes elementos são nulos.

O vector \underline{q}^s de dimensão $N_{\text{nós}}$ representa a influencia das fontes de tensão e de corrente no escoamento e pode ser determinado através de

$$\underline{q}^s = \mathbf{A} \mathbf{G} \Delta \mathbf{P}^s \quad (73)$$

Anexo 6 - Coeficientes de transferência de calor

De forma a obter os coeficientes de transferência de calor na interface da galete/óleo foram utilizados os resultados da simulação em CFD do transformador estudado.

Para este efeito o interior de cada galete e os canais adjacentes foram divididos em quatro secções, tendo sido retirada para cada elemento as temperatura médias do óleo e do interior da galete bem como e o fluxo de calor da galete para o óleo (Figura 35). Este procedimento foi aplicado a três galetes do primeiro bloco do enrolamento AT resultando na obtenção de 30 pontos para ajuste do coeficiente convectivo.

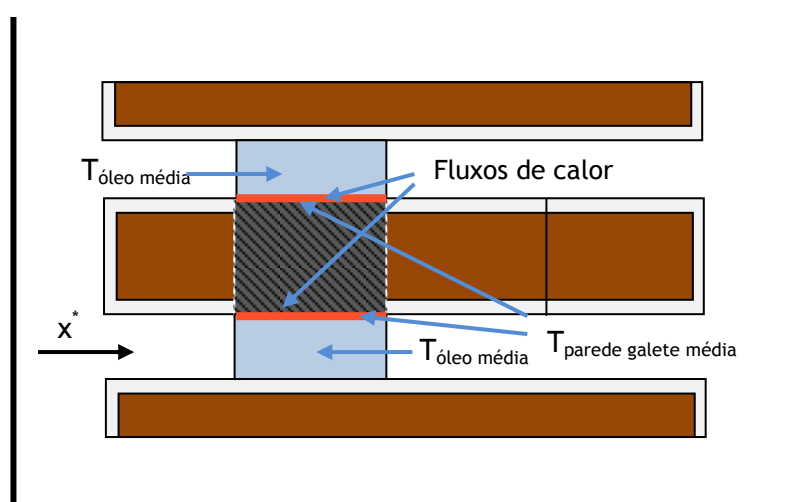


Figura 35 - Superfícies criadas para obtenção do coeficiente convectivo da transferência de calor do galete para o óleo.

Sendo conhecidas as temperaturas médias nas paredes da galete e no óleo e o fluxo de calor que é trocado entre a galete e o óleo, é possível estimar o coeficiente convectivo pela seguinte equação:

$$h_o = \frac{Q}{A_x(\bar{T}_{paredes\ galete} - \bar{T}_o)} \quad (74)$$

Em que h_o é o coeficiente convectivo, Q é o calor transferido, A_x a área de transferência de calor, $\bar{T}_{paredes\ galete}$ a temperatura média da parede e \bar{T}_o é a temperatura média do óleo.

Como é visível na Figura 36, o coeficiente de transferência de calor apresenta uma dependência com a distância a entrada do canal, sendo esta já identificada por Zhang & Xianguo (2006a), que utiliza um ajuste do número de Nusselt com o comprimento de entrada térmico do seguinte tipo:

$$Nu = a (x^*)^{-b} \quad (75)$$

em que o número de Nusselt, Nu é uma função do comprimento de entrada térmico adimensional, x^* , que é obtido pela seguinte relação:

$$x^* = \frac{s_r}{D_h Re Pr} \quad (76)$$

em que s_r é o comprimento de entrada térmico, que de acordo com Zhang & Xianguo (2006a), é determinado para os canais radiais e axiais por

$$s_{r,rad} = \frac{L_r}{2(M-1)} + \frac{(m-1)L_r}{2(M-1)} \quad (77)$$

$$s_{r,axi} = \frac{H_{galete}}{2(L-1)} + \frac{(l-1)H_{galete}}{(L-1)} \quad (78)$$

O número de Nusselt encontra-se relacionado com os coeficientes de transferência de calor pela seguinte expressão:

$$Nu = \frac{h_0 L}{k_0} \quad (79)$$

em que L é o comprimento do canal e k_0 a condutividade do papel que envolve a galete.

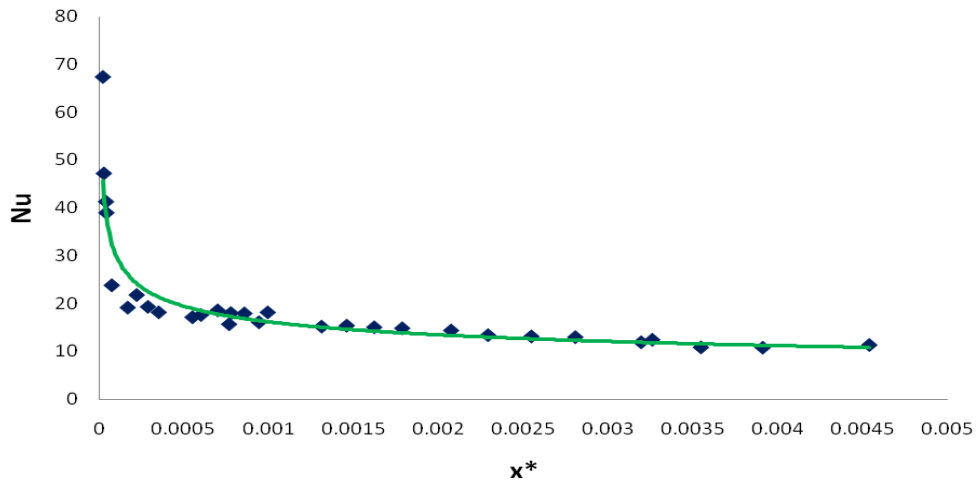


Figura 36 - Ajuste aos valores obtidos pelo CFD.

Anexo 7 - Estudos paramétricos

- Variação da altura axial dos canais radiais

Para este estudo foi simulado um enrolamento com incremento de 3mm na altura axial dos canais radiais na passagem para o bloco seguinte.

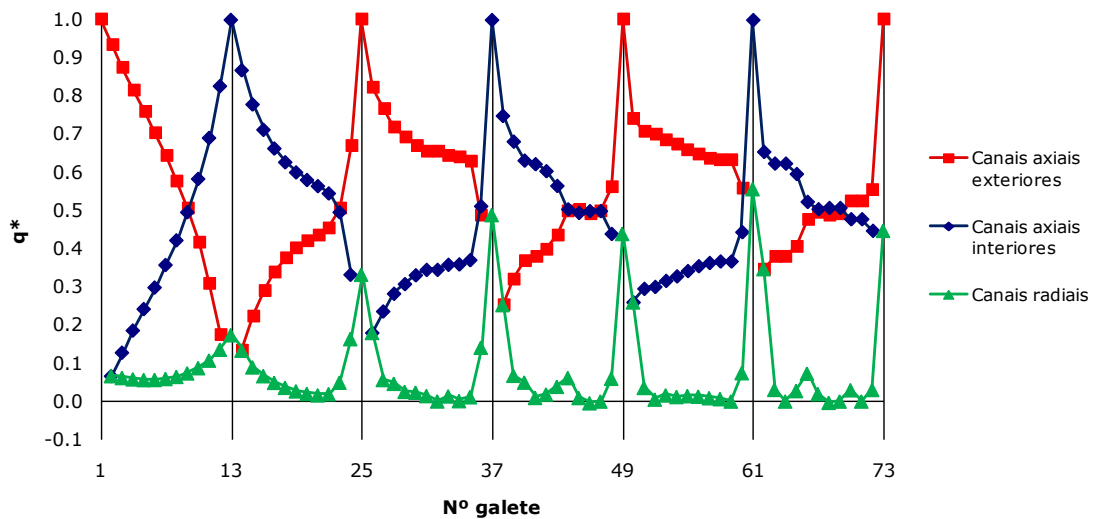


Figura 37 - Perfis de distribuição do caudal do óleo obtido pelo simulador para o caso com variação da altura axial dos canais radiais.

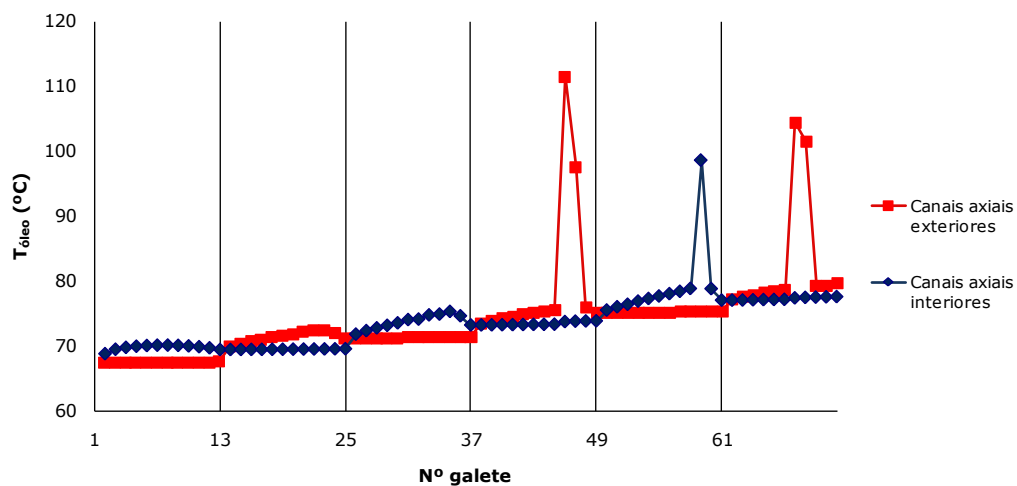


Figura 38 - Perfis de temperatura do óleo obtidos pelo simulador para o caso com variação do altura axial dos canais radiais.

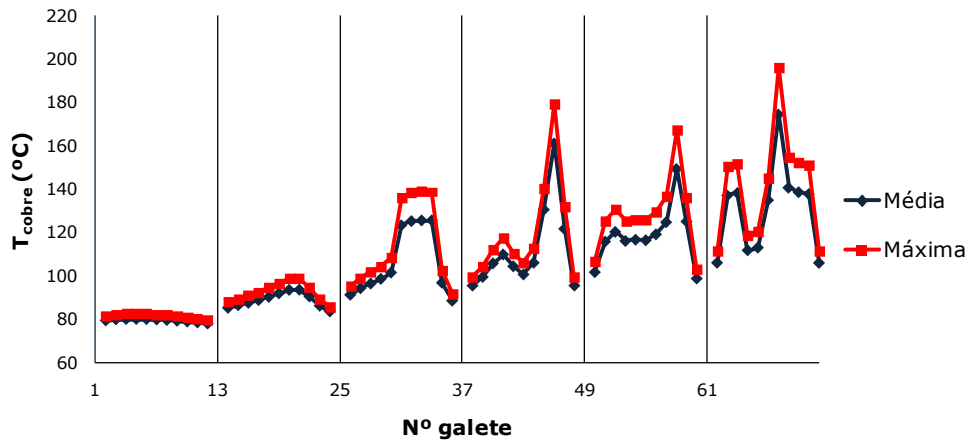
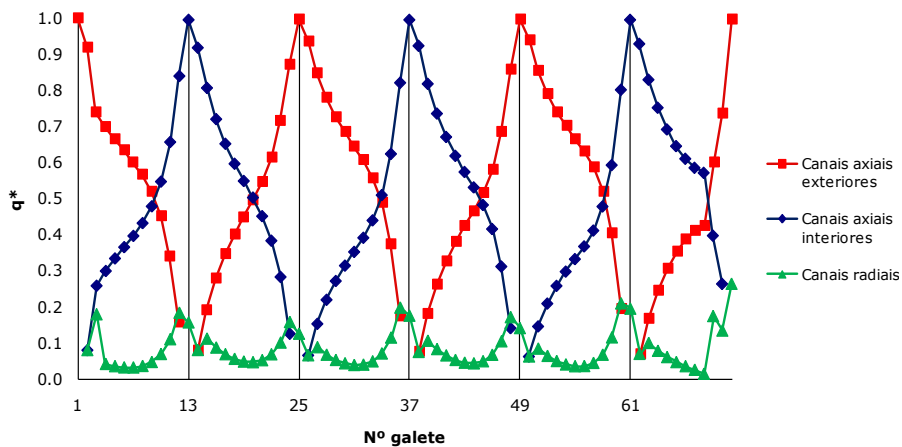


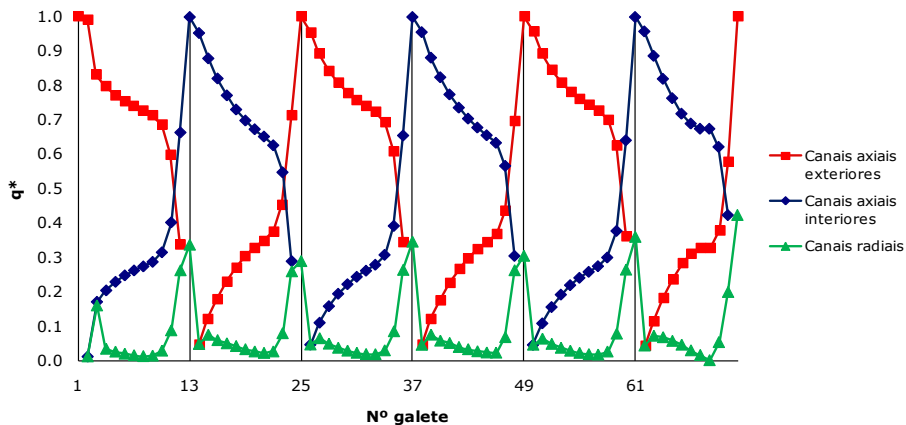
Figura 39 - Perfis de temperatura máxima e média no interior das galetes para o caso com variação da altura axial dos canais radiais.

- Variação do caudal de entrada

Para este estudo foram realizadas duas simulações: a) com metade e b) com o dobro do caudal de entrada.

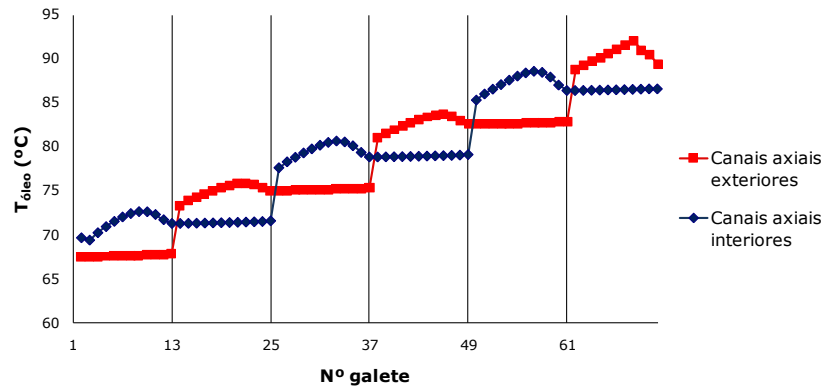


a)

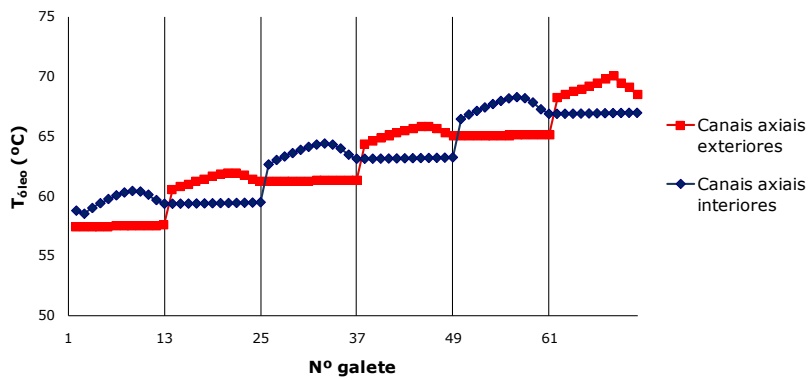


b)

Figura 40 - Perfis de distribuição do caudal do óleo obtido pelo simulador para: a) metade do caudal base à entrada do enrolamento; b) dobro do caudal base à entrada do enrolamento

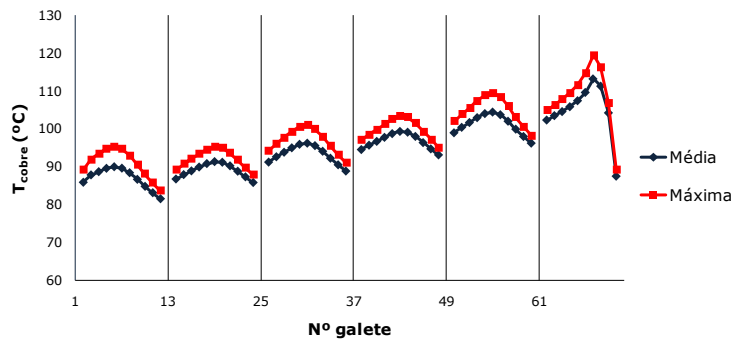


a)

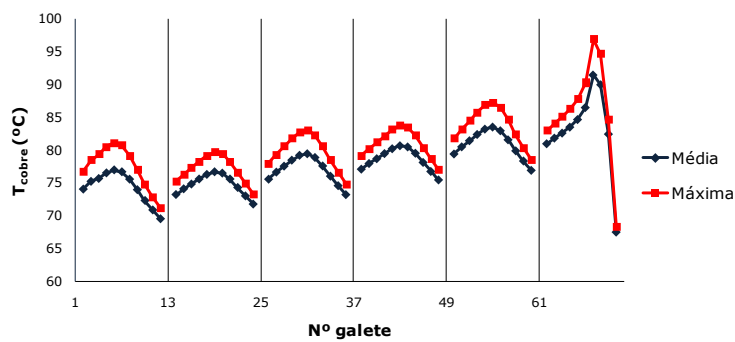


b)

Figura 41 - Perfis de temperatura do óleo obtidos pelo simulador para: a) metade do caudal base à entrada do enrolamento; b) dobro do caudal base à entrada do enrolamento



a)



b)

Figura 42 - Perfis de temperatura máxima e média no interior das galetes obtidos pelo simulador para: a) metade do caudal base à entrada do enrolamento; b) dobro do caudal base à entrada do enrolamento

• **Variação da temperatura de entrada**

Para este estudo foram realizadas duas simulações: a) variação positiva de 10°C e b) variação negativa de 10°C na temperatura à entrada do óleo.

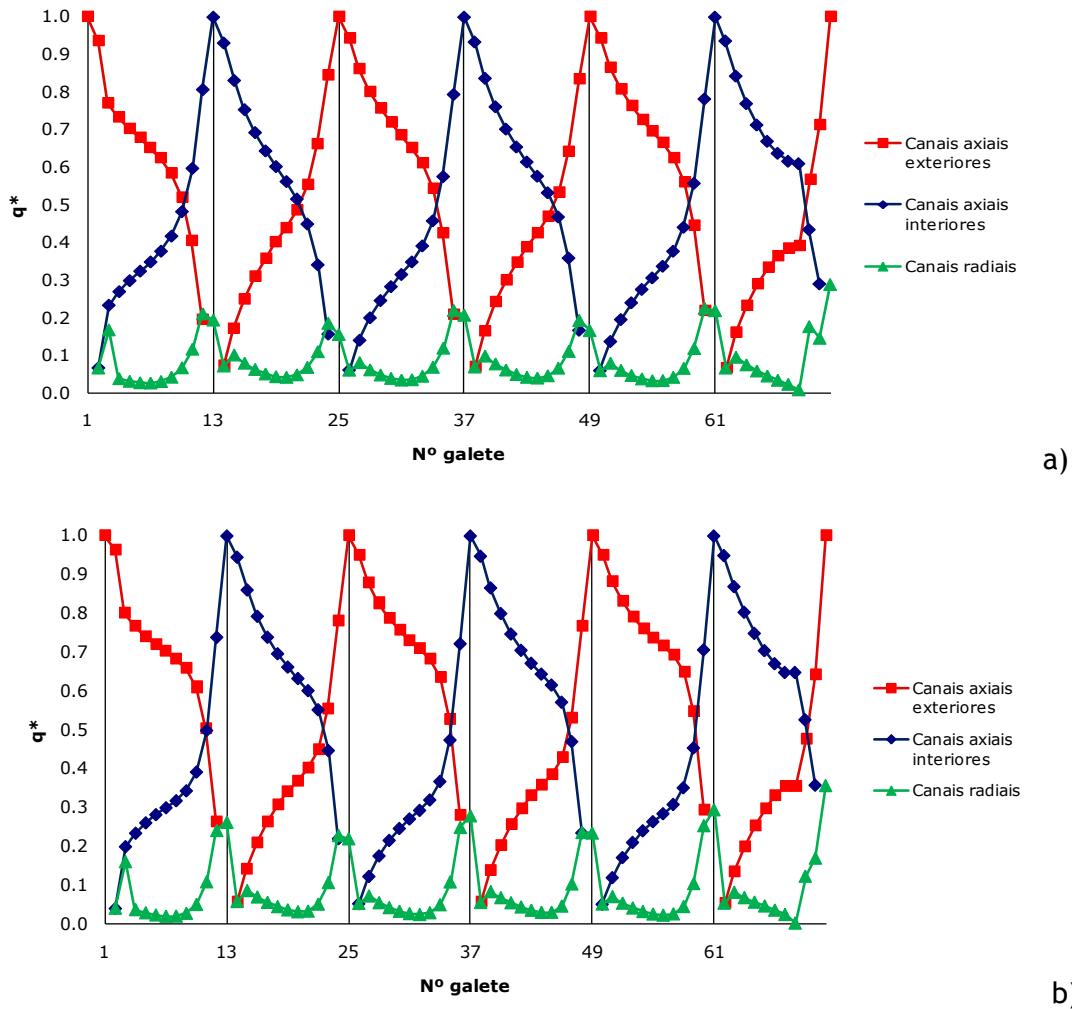
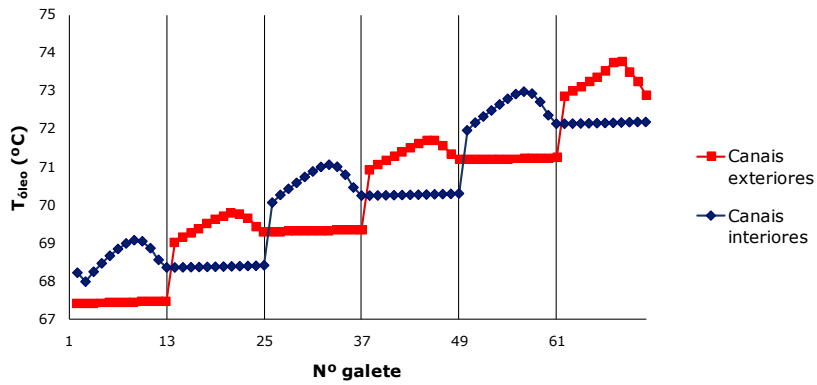
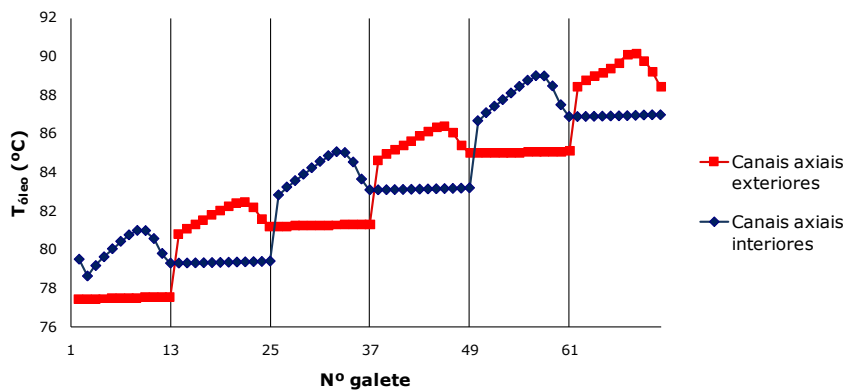


Figura 43 - Perfis de distribuição do caudal do óleo obtido pelo simulador para: a) temperatura do óleo à entrada do enrolamento 10°C inferior; b) temperatura do óleo à entrada do enrolamento 10°C superior

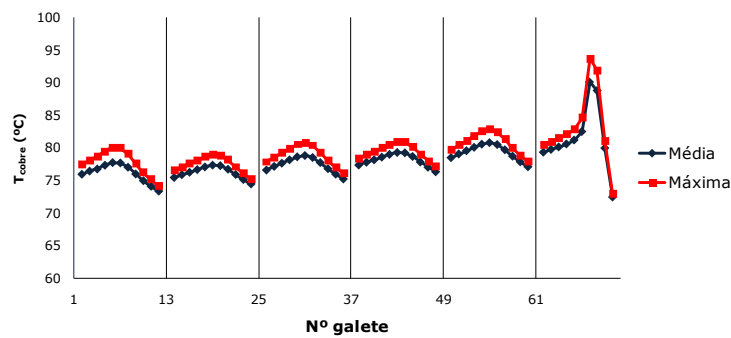


a)

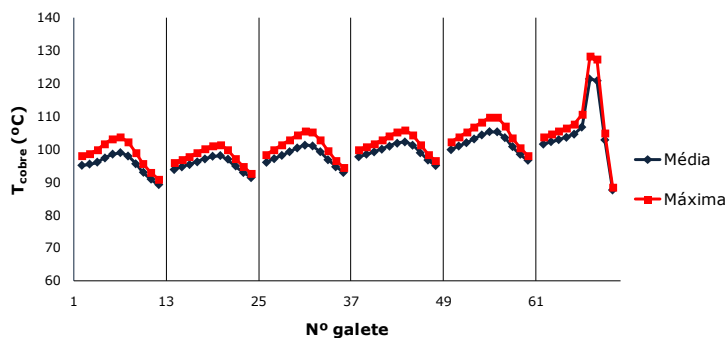


b)

Figura 44 - Perfis de temperatura do óleo obtidos pelo simulador para: a) temperatura do óleo à entrada do enrolamento 10°C inferior; b) temperatura do óleo à entrada do enrolamento 10°C superior



a)

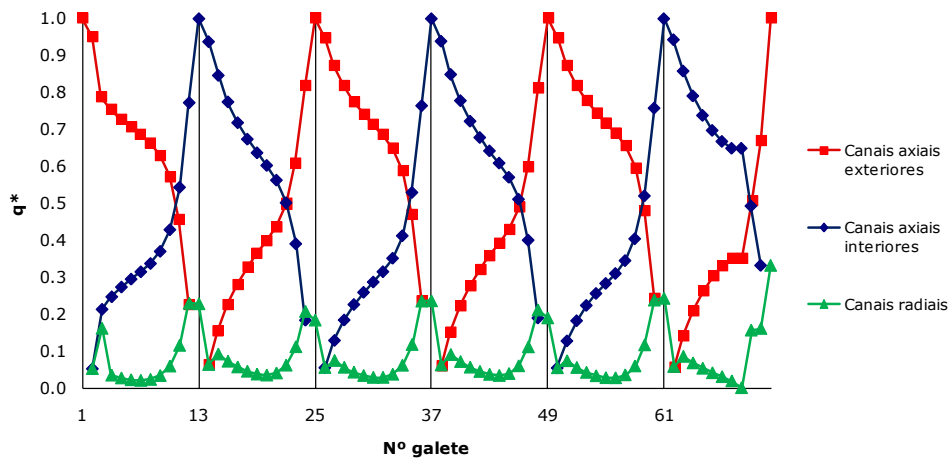


b)

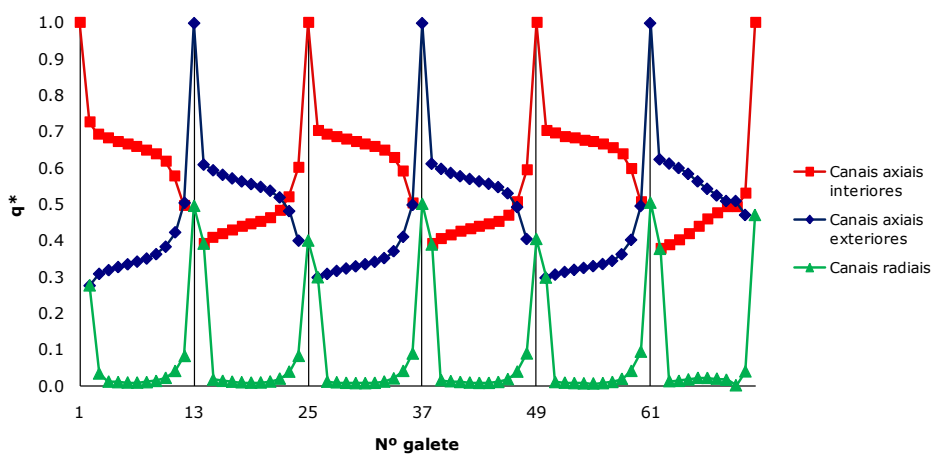
Figura 45 - Perfis de temperatura máxima e média no interior das galetes obtidos pelo simulador para: a) temperatura do óleo à entrada do enrolamento 10°C inferior; b) temperatura do óleo à entrada do enrolamento 10°C superior

- **Variação das perdas do enrolamento**

Para este estudo foram realizadas duas simulações com: a) metade das perdas energéticas do enrolamento do caso base; b) dobro das perdas energéticas do enrolamento do caso base.

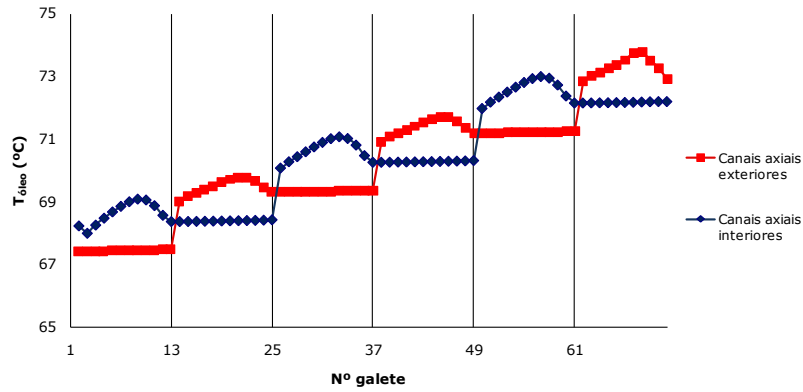


a)

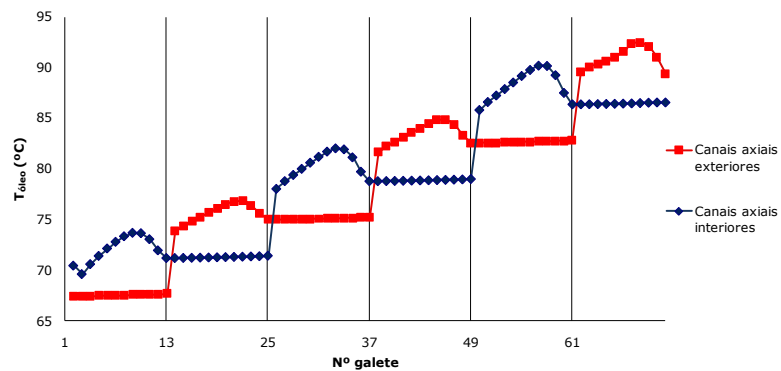


b)

Figura 46 - Perfis de distribuição do caudal do óleo obtido pelo simulador para: a) metade das perdas energéticas do enrolamento do caso base; b) dobro das perdas energéticas do enrolamento do caso base.

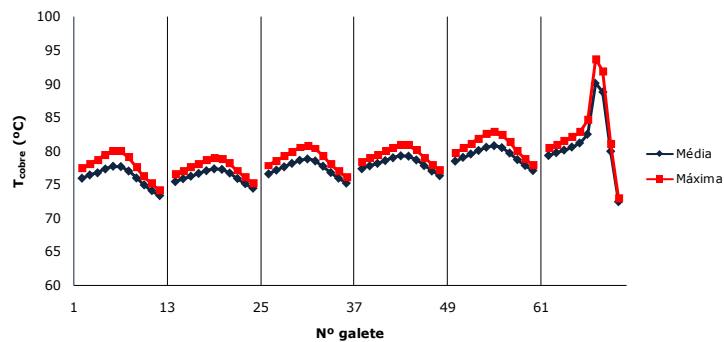


a)

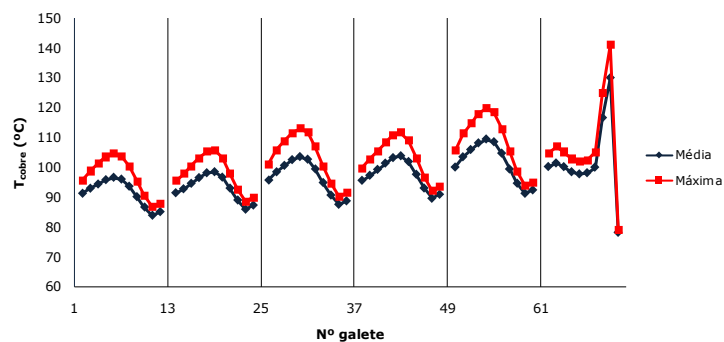


b)

Figura 47 - Perfis de temperatura do óleo obtidos pelo simulador para: a) metade das perdas energéticas do enrolamento do caso base; b) dobro das perdas energéticas do enrolamento do caso base.



a)



b)

Figura 48 - Perfis de temperatura máxima e média no interior das galetes obtidos pelo simulador para: a) metade das perdas energéticas do enrolamento do caso base; b) dobro das perdas energéticas do enrolamento do caso base.

• **Variação do número de galletas em cada bloco**

Para este teste foi simulado um enrolamento com o seguinte nº de galletas por bloco:

- 1º bloco com 6 galletas;
- 2º bloco com 11 galletas;
- 3º bloco com 13 galletas;
- 4º bloco com 4 galletas;
- 5º bloco com 21 galletas;
- 6º bloco com 13 galletas.

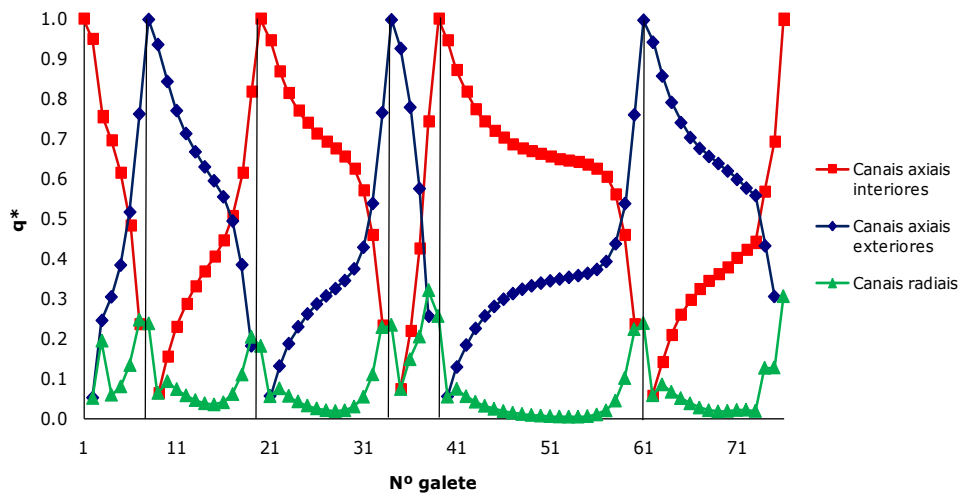


Figura 49 - Perfis de distribuição do caudal do óleo obtido pelo simulador para o caso com variação do número de galletas em cada bloco.

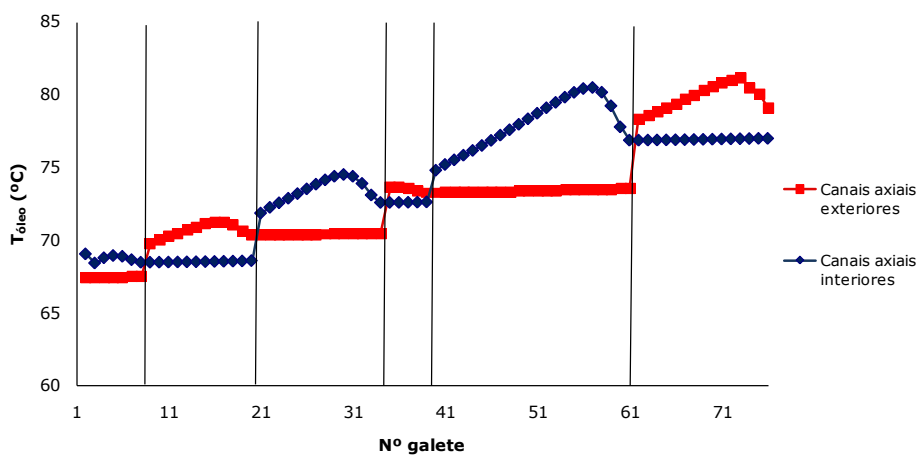


Figura 50 - Perfis de temperatura do óleo obtido pelo simulador para o caso com variação do número de galletas em cada bloco.

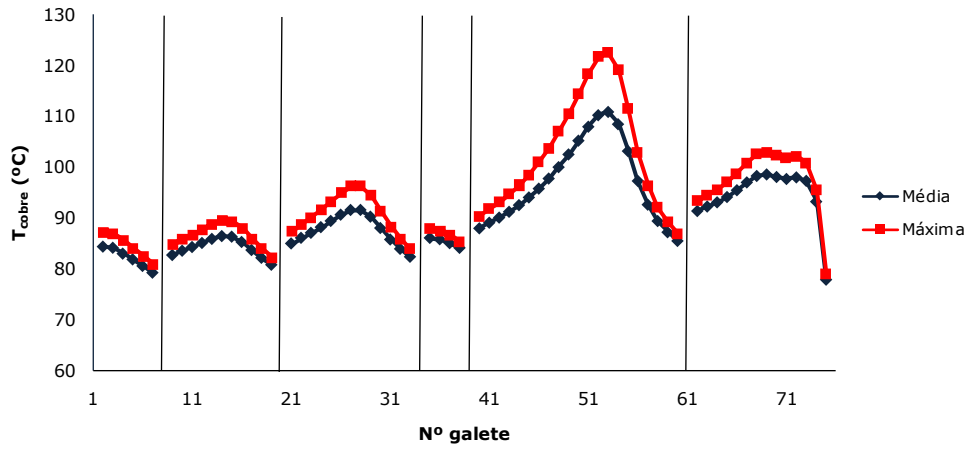


Figura 51 - Perfis de temperatura máxima e média no interior das galletes para o com variação do número de galletas em cada bloco.