



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Cassiano da Costa Linhares

Utilização e/ou desenvolvimento de modelos numéricos destinados ao estudo do comportamento dinâmico de estruturas mecânicas de Transformadores de Potência quando sujeitos a curto-circuito



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Cassiano da Costa Linhares

Utilização e/ou desenvolvimento de modelos numéricos destinados ao estudo do comportamento dinâmico de estruturas mecânicas de Transformadores de Potência quando sujeitos a curto-circuito

Tese de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do
Professor Doutor António Marques de Pinho

e coorientação do
Engenheiro Hélder Mendes

DECLARAÇÃO

Nome: Cassiano da Costa Linhares

Correio eletrónico: cass_ccl@hotmail.com

Tel./Tlm.: 258771832 / 927712416

Número do Bilhete de Identidade: 13320240

Título da dissertação:

Utilização e/ou desenvolvimento de modelos numéricos destinados ao estudo do comportamento dinâmico de estruturas mecânicas de Transformadores de Potência quando sujeitos a curto-circuito

Ano de conclusão: 2013

Orientador(es): Professor Doutor António Marques de Pinho

Designação do Mestrado: Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao Grau de Mestre em Engenharia

Área de Especialização: Conceção de Estruturas

Escola: Escola de Engenharia

Departamento: Departamento de Engenharia Mecânica

De acordo com a legislação em vigor, não é permitida a reprodução de qualquer parte desta dissertação

Guimarães, ___/___/2013

Assinatura: _____

Agradecimentos

Quero agradecer a todas as pessoas que, de uma forma ou de outra, contribuíram tanto para o meu percurso académico como também na execução deste projeto de Dissertação de Mestrado.

Em primeiro lugar, aos meus pais, Manuel e Rosa, que me permitiram formar em Engenharia Mecânica e sempre me mostraram que os sonhos se alcançam com muito esforço, dedicação e humildade.

Ao meu orientador, Professor Doutor António Marques de Pinho, por todo o seu apoio e orientação neste projeto, mas também pela sua disponibilidade ao longo do meu percurso académico.

Ao meu coorientador, Engenheiro Hélder Mendes da empresa Efacec, pela oportunidade deste projeto e pelo contributo com os seus conhecimentos na área dos transformadores de potência.

Ao Vítor Carneiro, que também realizou a sua Dissertação no mesmo projeto, por toda a sua ajuda e companheirismo.

Um agradecimento aos meus colegas de curso, em especial ao João, Leonel, Luís e Samuel pela sua amizade e ajuda.

Por último, à Marta pela sua paciência, compreensão e motivação, e ao meu amigo Jordan.

A estes e a todos os outros que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste projeto, o meu muito obrigado.

Resumo

Os transformadores de potência são dos equipamentos mais importantes e críticos na cadeia de produção e transporte de energia elétrica. Torna-se assim necessário, durante o projeto do transformador prevenir a ocorrência de falhas que possam danificar e até mesmo destruir este equipamento.

O curto-circuito é uma das falhas mais comum no funcionamento do transformador, e ao mesmo tempo pode ser uma das mais caras que ocorre nos transformadores de potência. A força gerada pelo curto-circuito atua fundamentalmente na direção perpendicular às galetes fazendo com que sejam pressionadas contra a parede paralela do grande reforço e o circuito magnético.

O grande reforço é uma estrutura desenvolvida pela Efacec para os transformadores de potência do tipo shell, em que a sua função é proteger a parte ativa, suportando as forças de origem eletromagnética mantendo a integridade da parte ativa e em condições de funcionamento.

O principal objetivo desta Dissertação de Mestrado consiste no estudo do comportamento dinâmico do grande reforço quando este é sujeito a forças eletromagnéticas produzidas pela ocorrência do curto-circuito.

Assim, com base numa nova geometria do grande reforço para o transformador de potência do tipo shell, foram analisadas quatro novas ligas de aço, duas de aço estrutural e duas de aço de alta resistência (AHSS), e as suas características mecânicas foram, igualmente, objeto de análise em laboratório através da realização de ensaios de tração.

Foram ainda realizados alguns ensaios experimentais de validação do software de elementos finitos *SolidWorks Simulation*. Inicialmente foi estudado o modelo elasto-plástico de uma viga simplesmente apoiada sujeita à flexão, e comparados os valores com os métodos analítico e numérico.

Na segunda parte deste trabalho foi validado o modelo geométrico da estrutura do grande reforço em que se compararam os valores dos ensaios experimentais, realizados a pedido da Efacec no Laboratório de Ensaio de Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho, com os valores calculados no software.

No final foram estudados os comportamentos dinâmicos do grande reforço para as quatro ligas de aço já referidas e comparados os três modelos usados no dimensionamento, elástico e plástico para cargas estáticas e plástico para cargas dinâmicas.

Palavras-chave: curto-circuito; tipo shell; grande reforço; elasto-plástico; validação; dinâmico.

Abstract

Power transformers are the most important and critical equipments in the electric energy production chain and transportation. Therefore, it is necessary, during transformer's design, to avoid failures that can damage or even destroy this equipments.

The short-circuit is one of the most common failure on operating transformer, and at the same time it is the most expensive that occurs on power transformers. Efforts resulting from short-circuit act perpendicularly to the pancake coils make them be pressed to the main frame parallel wall and core.

The main frame is an engineering structure designed by Efacec for shell-type power transformers, that its function is to protect the active part, by supporting the electromagnetic forces, keeping the integrity of active part and operating conditions.

The main objective of this Master's Thesis was the study of the dynamic behavior of the main frame when it is subject to electromagnetic forces produced by short-circuit occurrence.

Thus, based on a new geometry of the main frame for shell type power transformer, four new alloy steels were studied, two mild steels and another two advanced high strength steels (AHSS), and their mechanical properties were object of laboratory analysis using tensile tests.

Some experimental validation tests were realized using the finite elements software SolidWorks Simulation. Initially, the elastic-plastic model was studied using a simply supported beam subjected to bending, whose values were analyzed and compared with analytical and numerical methods.

Secondly, the geometrical model of main frame structure was validated using the results of experimental tests made by Efacec's request in Laboratory of Materials Test in Department of Mechanical Engineering from University of Minho, and then compared with the calculated values using finite elements software.

Finally, the dynamic behavior of main frame for the four alloy steels cited were studied, and the three models used on design were compared, elastic and plastic to static loads, and plastic to dynamic loads.

Key-words: short-circuit; shell-type; main frame; elastic-plastic; validation; dynamic.

Índice

1	Introdução.....	1
1.1	Motivação.....	4
1.2	Objetivos da Dissertação.....	5
1.3	Organização da tese.....	6
2	Estado da Arte.....	7
2.1	Transformador de Potência do Tipo Shell e Core.....	8
2.1.1	Enrolamentos.....	10
2.1.2	Circuito Magnético.....	12
2.1.3	Tanque.....	13
2.2	Grande Reforço.....	13
2.2.1	Projeto de Otimização do Grande Reforço.....	15
2.3	Falhas de Curto-Circuito.....	17
3	Fundamentos Teóricos.....	21
3.1	Curto-Circuito.....	22
3.1.1	Forças de Curto-Circuito.....	23
3.2	Teoria da Plasticidade.....	26
3.2.1	Curva de Extensão no Domínio Elástico e Plástico.....	27
3.2.2	Flexão Pura no Domínio Plástico.....	29
3.2.3	Barra em Suspensão.....	32
3.3	Dinâmica de Estruturas.....	34
3.3.1	Métodos Iterativos.....	36
3.3.2	Método de Integração.....	38
4	Planificação do Trabalho Experimental.....	41
4.1	Análise de Novos Materiais para o Grande Reforço.....	42
4.1.1	Ensaio de Tração dos Novos Materiais.....	43

4.2	Viga Simplesmente Apoiada.....	48
4.2.1	Primeiros Ensaios de Tração do Material da Viga	48
4.2.2	Segundos Ensaios de Tração do Material da Viga	53
4.2.3	Preparação do ensaio de flexão	54
5	Validação da Análise Estática com Modelos Não-Lineares.....	57
5.1	Modelo elasto-plástico	58
5.1.1	Modelo Experimental de Flexão.....	58
5.1.2	Modelo Analítico de Flexão.....	59
5.1.3	Modelo Numérico de Flexão.....	61
5.1.4	Análise de Resultados.....	66
5.2	Validação do Modelo Geométrico	68
5.2.1	Simulação do Ensaio Experimental	68
5.2.1	Comparação de Resultados	70
5.3	Aspetos Salientados no Capítulo 5.....	71
6	Análise Dinâmica de Curto-Circuito.....	73
6.1	Análise Não-Linear Dinâmica	74
6.2	Análise de Modelos Lineares e Não-Lineares.....	79
6.3	Aspetos Salientados no Capítulo 6.....	83
7	Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	85
7.1	Conclusões	85
7.2	Trabalhos Futuros	86
8	Referências	89
Anexos	93
Anexo A	95
Anexo B	101
Anexo C	105

Índice de Figuras

Figura 1.1. Evolução do nível de tensão dos Transformadores de Potência	3
Figura 2.1. Tipos de transformador [10].....	8
Figura 2.2. Transformador de potência do tipo shell (adaptado de [14]).....	9
Figura 2.3. Fases dissociadas e tampa de um transformador tipo shell [13]	10
Figura 2.4. Montagem da galete[15]	10
Figura 2.5. Percurso da corrente elétrica nas galetes[15]	11
Figura 2.6. Canais de circulação da estrutura isolante [15].....	11
Figura 2.7. Montagem do circuito magnético[15]	12
Figura 2.8. Esquema da parte ativa e do grande reforço.....	14
Figura 2.9. Estrutura de aperto[17].....	14
Figura 2.10. Geometria dos diferentes protótipos [18].....	15
Figura 2.11. Protótipo do grande reforço em aço Weldom 700.....	16
Figura 2.12. Vista dos reforços interiores nas vigas horizontal e vertical	16
Figura 2.13. Frequência - Prejuízo de falhas em transformadores [20].....	18
Figura 2.14. Curva da Banheira - Falhas em transformadores (adaptado de [2])	18
Figura 2.15. Parte ativa de um transformador de potência do tipo shell[16].....	19
Figura 3.1. Tipos de curto-circuito.....	22
Figura 3.2. Regra da mão esquerda[23].....	23
Figura 3.3. Campo magnético nos transformadores core e shell[23].....	24
Figura 3.4. Força de curto-circuito e função do tempo [23].....	24
Figura 3.5. Forças eletromagnéticas atuantes no transformador de potência do tipo shell[24].....	25
Figura 3.6. Forças atuantes num transformador de potência do tipo core [23].....	25
Figura 3.7. Comparação entre a curva tensão nominal-extensão nominal e a curva tensão verdadeira-extensão verdadeira [26]	28
Figura 3.8. Modelos do comportamento do material.....	29
Figura 3.9. Geometria e distribuições de tensões da secção retangular(adaptado de [28])	30
Figura 3.10. Barra em suspensão sujeita a flexão	32
Figura 3.11. Modelo dinâmico e diagrama de corpo livre [30].....	34
Figura 3.12. Métodos iterativos do <i>SolidWorks Simulation</i>	37
Figura 3.13. Métodos Iterativos: a) Newton-Raphson; b) Modified Newton-Raphson.....	37

Figura 3.14. Métodos de Integração do <i>SolidWorks Simulation</i>	38
Figura 3.15. Aceleração linear segundo o método <i>Wilson-Theta</i> [31]	40
Figura 3.16. Função de movimento e variação entre dois pontos.....	40
Figura 4.1. Classificação das ligas de aço	42
Figura 4.2. Dimensões do provete ISO 6892-1:2009 tido D.....	43
Figura 4.3. DARTEC modelo M1000 L2-1	44
Figura 4.4. Extensómetros eletrónicos.....	44
Figura 4.5. Extensómetro transversal INSTRON W-E404.....	45
Figura 4.6. Extensómetros mecânicos.....	45
Figura 4.7. Extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10 [19].....	45
Figura 4.8. Extensómetro mecânico MTS modelo 632 12C-20 [19].....	46
Figura 4.9. Provete DIN 50125:2004-01 tipo C diâmetro 14 mm	49
Figura 4.10. Encaixe de provetes cilíndricos	49
Figura 4.11. Ensaio à tração: secção 40x40 mm	50
Figura 4.12. Provete DIN 50125:2004-01 tipo C diâmetro 8 mm	50
Figura 4.13. Ensaio à flexão: secção 40x40 mm	51
Figura 4.14. Pormenor da fixação do extensómetro no ensaio à flexão	52
Figura 4.15. Ensaio à tração: secção 20x20	53
Figura 4.16. Máquina de ensaios INSTRON 8874	55
Figura 4.17. Pormenor da fixação do extensómetro mecânico	55
Figura 5.1. Deformação final da viga simplesmente apoiada	58
Figura 5.2. Simulação da barra simplesmente apoiada	61
Figura 5.3. Barra simplesmente apoiada sem apoios sólidos.....	62
Figura 5.4. Esquema da Viga Simplesmente Apoiada	62
Figura 5.5. Tensões na barra com malha de 10 mm	63
Figura 5.6. Malha de 8 mm e tensões superiores à cedência	64
Figura 5.7. Malha de 4 mm e tensões superiores à cedência	64
Figura 5.8. Viga com zonas de refinamento local.....	64
Figura 5.9. Aplicação de carga distribuída no grande reforço	69
Figura 5.10. Extensómetros 1 e 2 presentes no grande reforço Weldox 700	69
Figura 5.11. Localização dos sensores no modelo geométrico.....	69
Figura 5.12. Pormenor da zona crítica do grande reforço	71

Figura 6.1. Variação da força na simulação dinâmica	74
Figura 6.2. Variáveis do amortecimento <i>Rayleigh</i>	75
Figura 6.3. Zona analisada nas simulações dinâmicas.....	76
Figura 6.4. Aplicação da força na análise estática	79
Figura 6.5. Distribuição de tensões no modelo não-linear: a) estático; b) dinâmico.....	81
Figura 6.6. Direções das flechas	81

Glossário de Símbolos

Símbolos Gregos	Definição	Unidade
α	Coefficiente de Rayleigh da matriz massa	-
β	Coefficiente de Rayleigh da matriz de rigidez	-
δ	Flecha	[mm]
δ_Y	Flecha no limite elástico	[mm]
Δ	Varição	-
ε	Extensão nominal	-
$\bar{\varepsilon}$	Extensão Verdadeira	-
φ	Ângulo entre o vetor campo magnético e o vetor corrente elétrica	[rad]
κ	Módulo da tangente	[GPa]
σ	Tensão nominal	[MPa]
$\bar{\sigma}$	Tensão verdadeira	[MPa]
τ	Rácio da resistência e reactância	-
ω	Frequência	[rad. s ⁻¹]

Símbolos Romanos	Definição	Unidade
b	Largura	[mm]
B	Campo elétrico	[T]
c	Altura da zona elástica	[mm]
C	Matriz de amortecimento	[N. s /mm]
E	Módulo de Elasticidade	[GPa]
F	Força	[N]
h	Altura	[mm]
i	Corrente elétrica	[A]
I	Inércia	[mm ⁴]
l	Comprimento	[mm]
L	Comprimento da viga simplesmente apoiada	[mm]
K	Matriz da rigidez	[GPa]
m	massa	[N]
M	Matriz da massa	[N]
M_{fletor}	Momento fletor	[N.m]
M_P	Momento fletor máximo	[N.m]
M_{YP}	Momento fletor no domínio elasto-plástico	[N.m]
P	Força	[N]
R	Vetor de forças externas aplicadas	[N]
R_e	Raio de curvatura	[mm]
R_Y	Raio de curvatura na cedência	[mm]

t	Tempo	[s]
U	Vetor de deslocamento	[mm]
\dot{U}	Vetor de velocidade	[mm.s ⁻¹]
\ddot{U}	Vetor de aceleração	[mm.s ⁻²]
W	Força	[N]

1 Introdução

Todo o percurso da energia elétrica, desde a sua produção até ao seu ponto de consumo, pode ser dividido em três etapas: geração; transmissão; distribuição. A geração de energia elétrica é normalmente feita longe das zonas de consumo, tornando-se necessário utilizar linhas de transmissão de muita alta tensão para o seu transporte em grandes quantidades. Sabendo que a potência é dada pela relação entre a tensão e a corrente elétrica, a forma de aumentar a quantidade da energia transportada pode ser aumentar a tensão e/ou a corrente elétrica. No entanto o aumento da corrente obriga à utilização de condutores de maior secção para não sobreaquecerem, o que resulta num aumento de perdas no transporte, tanto mecânicas como económicas. É por essa razão que o transporte de energia elétrica é feito com um nível alto de tensão, no caso de Portugal existem linhas de alta tensão de 400 kV, mas existem países com níveis ainda mais elevados como o caso do Estados Unidos da América em que é habitual 800 kV.

Uma vez próximo da zona de consumo, é necessário diminuir o nível de tensão, passando a distribuição a ser feita em média tensão. Só junto do local de consumo é que se dá a segunda descida do nível de tensão, para a baixa tensão.

O transformador é o equipamento que permite a ligação entre a geração, o transporte e a distribuição de energia elétrica em corrente alternada em diferentes níveis de tensões desde os centros electroprodutores até às zonas de consumo. Estes equipamentos dividem-se em transformadores de

potência e transformadores de distribuição. O seu uso possibilita o aumento ou diminuição do nível de tensão de um circuito para o outro, de modo a permitir a produção, o transporte e o consumo de grandes quantidades de energia elétrica com máxima eficiência. O seu funcionamento segue a lei da indução apresentada por Faraday em 1831 [1], na qual a razão entre o número de espiras das duas bobinas acopladas a um circuito magnético, também denominado por núcleo, indica a razão entre as tensões de entrada e saída, e o inverso para as correntes.

Sendo o transformador um equipamento de grandes dimensões e de elevado custo, qualquer operação de reparação ou substituição apresenta encargos elevados para a empresa proprietária. O tempo necessário para estas operações pode normalmente demorar meses, uma vez que nem todas as subestações possuem unidades de reserva. Então, sempre que o transformador precisa de intervenção, o fornecimento de energia elétrica pode ser posto em causa, o que resulta numa redução de receitas devido à energia que não é vendida e penalizações pelo não cumprimento de índices mínimos de fornecimento. Portanto, a confiança nestes equipamentos é extremamente importante, tanto a nível de operações de reparação e manutenção, como também do conhecimento do seu funcionamento e problemas que possam surgir. Tendo em conta os vários tipos de falhas e as suas causas, os transformadores devem ser projetados para resistirem aos vários problemas que possam acontecer.

Além do fator económico já referido, existe também a questão da segurança das pessoas que possam estar próximas de um transformador, uma vez que estes estão presentes em cidades ou fábricas por exemplo. As falhas mais frequentes nos transformadores resultam em perigosos incêndios e fortes explosões, e podem colocar em risco a segurança das pessoas que se encontram perto das instalações, e ainda ter um grande impacto ambiental devido ao fumo e ao óleo libertados.[2]

Os rápidos aumentos dos níveis de potência dos transformadores de potência, que podem ser vistos na Figura 1.1 para o caso da empresa Efacec, juntamente com as sucessivas reduções das margens de lucro, limitações de espaço, níveis de ruídos e economia dos materiais, têm levado as empresas fabricantes e os seus projetistas a utilizar novas metodologias cada vez mais avançadas e complexas, como o caso de software de elementos finitos. Este método possibilita a utilização de novas variáveis de cálculo, as quais permitem obter resultados mais precisos sobre o funcionamento e falhas no equipamento, assim como também sobre o comportamento dos materiais e da estrutura. Devido ao custo elevado dos transformadores, qualquer tipo de alteração tem de ser exaustivamente testada antes da sua aplicação num transformador real.[3]

Com o aumento das potências, aumentaram também os potenciais esforços mecânicos devido às forças de curto-circuito e a importância de compreender melhor estes fenómenos. As forças

causadas por este evento chegam a atingir as centenas de toneladas de força durante um intervalo de alguns milissegundos, entre 200 a 500 ms, sendo esta a principal causa do colapso das estruturas metálicas em transformadores de potência.

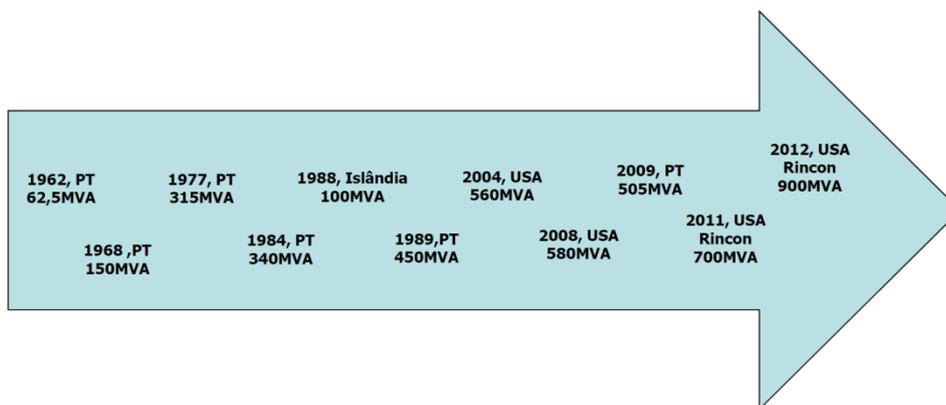


Figura 1.1. Evolução do nível de tensão dos Transformadores de Potência

O estudo do comportamento dinâmico dos transformadores tem, desde 1960, despertado a atenção da comunidade científica e dos seus fabricantes. Nas referências [4], [5] e [6] pode-se encontrar modelos matemáticos para o estudo dos deslocamentos e forças axiais e radiais atuantes nos enrolamentos dos transformadores do tipo core utilizando a variável tempo.

Outros modelos foram também apresentados tendo em consideração, além comportamento dinâmico dos enrolamentos, a estrutura de fixação. Na referência [7] e [8] é apresentado o comportamento do enrolamento e da estrutura de fixação de forma individual e um modelo para o comportamento de todo o sistema respetivamente.

No entanto todos estes modelos apenas permitem uma análise a duas dimensões. Embora possam ser aplicados em estruturas simétricas, por exemplo o transformador do tipo core, não podem ser usados em estruturas mais complexas como é o caso do transformador do tipo shell. Estes dois tipos de transformador são apresentados mais adiante no subcapítulo 2.1.

A utilização de métodos numéricos é essencial para as simulações 3D de acordo com a referência [9], a qual apresenta vários exemplos da sua aplicação em transformadores. Estes métodos permitem análises de fenómenos eletromagnéticos, estruturais, transferências de calor, escoamento de fluidos, entre outros.

Atualmente, com o aumento da capacidade de processamento computacional, podem ser efetuadas simulações mais complexas em regime permanente e transitório. A evolução do software, permite simular situações reais de forma rápida e prática, tornando viável a generalização destas ferramentas em contexto industrial.

A inovação na área dos transformadores de potência resulta de vários estudos incidentes nos seus elementos constituintes, a nível das propriedades físicas dos novos materiais utilizados e metodologias de projeto e fabrico. Os pequenos passos e sucessivas melhorias resultantes desses estudos, fazem com que o transformador seja hoje um equipamento de elevada complexidade.

A Efacec utiliza em cada transformador de potência do tipo shell duas estruturas de segurança, denominadas grande reforço. Esta estrutura é projetada para resistir às forças eletromagnéticas geradas durante um curto-circuito evitando assim que os enrolamentos e o circuito magnético sejam afetados, de forma a não colocar em risco o normal funcionamento do equipamento. Além da situação de curto-circuito, deve ser tido em conta outras solicitações, que decorrem durante o próprio fabrico e transporte.

Esta Dissertação resulta de uma parceria entre o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho com empresa Efacec Energia S.A. Os trabalhos elaborados durante o período desta Dissertação de Mestrado inserem-se nos estudos do comportamento dinâmico do grande reforço sujeito a cargas de curto-circuito, desenvolvidos pela empresa para a otimização dos transformadores de potência do tipo shell.

1.1 Motivação

O crescimento das zonas urbanas e a qualidade de vida dos cidadãos em todos os países à volta do mundo fez com que se aumentasse a dependência dos países pela energia elétrica. O resultado foi a necessidade de aumentar os níveis de potência dos equipamentos que fornecem energia elétrica a esses países e cidades.

Sendo a Efacec uma empresa que atua neste mercado a nível global, concorre com os maiores fabricantes mundiais, por exemplo a ABB, a Jeumont Schneider, a Mitsubishi, Siemens entre outros. Esta competitividade faz com que seja necessário refletir e inovar continuamente os seus produtos.

No projeto estrutural, os cálculos efetuados para aumentar a resistência mecânica da estrutura dos transformadores face a situações de curto-circuito baseiam-se no comportamento linear, segundo a Teoria da Elasticidade, e em regimes estacionários sempre suportados por uma base de conhecimento empírico dos projetistas adquirido ao longo do tempo. Mas então qual é a necessidade de se alterar esta metodologia de trabalho?

Estas abordagens foram desenvolvidas para potências elétricas dez vezes inferiores às utilizadas nos dias de hoje, isto faz com que seja necessário, por parte da empresa Efacec, atualizar as metodologias utilizadas no cálculo das estruturas. Para além disso, há também a oscilação dos preços

das matérias-primas e as baixas margens de comercialização. Assim, é essencial reduzir a massa de matéria-prima utilizada no fabrico para conseguir reduzir custos tanto de fabrico como também de transporte que representam um peso muito relevante no custo final do transformador.

Nesta Dissertação de Mestrado pretende-se dar continuidade ao projeto de otimização do grande reforço já antes iniciado pela empresa Efacec juntamente com o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho, nomeadamente o Laboratório de Ensaios de Materiais. Como tal, através da utilização de modelos numéricos, pretende-se simular o seu comportamento dinâmico quando sujeito a esforços de curto-circuito, com o objetivo de conseguir a otimização de peso e geometria.

1.2 Objetivos da Dissertação

Este projeto teve como objetivo principal o estudo do comportamento dinâmico do grande reforço quando este é sujeito a forças eletromagnéticas produzidas pela ocorrência de curto-circuito. Porém, com o andamento dos trabalhos foi decidido realizar outras abordagens ao projeto com o objetivo de validar os modelos utilizados pelo software através da comparação com ensaios experimentais.

Para o fabrico do grande reforço, a Efacec apresenta quatro possíveis ligas de aço. Numa primeira etapa analisaram-se as características destes novos materiais. Através de ensaios de tração obteve-se as principais propriedades dos materiais: tensão de cedência; tensão de rotura; coeficiente de Poisson; módulo de elasticidade. Além disso foi necessário obter as curvas do material no domínio plástico para posterior utilização em modelos numéricos.

Numa segunda etapa, o objetivo foi o estudo do comportamento do grande reforço em situações de curto-circuito em regime elasto-plástico. No entanto devido à complexidade destes métodos, foi planeado dividir esta etapa em duas partes.

Na primeira parte foi feita a validação do software através de métodos experimentais e numéricos para um caso simples de elasto-plasticidade, com o objetivo de analisar a precisão dos seus resultados.

Na segunda parte foi feita a comparação entre os ensaios realizados pela Efacec em protótipos físicos, no Laboratório de Ensaios de Materiais no Departamento de Engenharia Mecânica, e simulações numéricas.

Por fim, depois de validado o software, foram realizadas as simulações de curto-circuito em regime transiente com modelos não-lineares para analisar o comportamento do grande reforço.

Para a realização dos ensaios experimentais, assim como também na execução dos processos de maquinagem, utilizaram-se as instalações e equipamentos do Laboratório de Ensaio de Materiais e da Oficina de Apoio do Departamento de Engenharia Mecânica.

1.3 Organização da tese

No presente capítulo foi feita a introdução sobre as funcionalidades e a importância da utilização dos transformadores de potência. Apresentou-se as principais consequências e perigos quando estes equipamentos se avariaram e necessitam de reparação ou substituição. Foram também enumeradas as principais razões que levam à otimização dos componentes utilizados no transformador como o aumento das potências e redução das margens de lucro. Seguiu-se com a motivação para a realização deste projeto e os objetivos pretendidos.

No segundo capítulo é apresentado a pesquisa realizada sobre os transformadores existentes e os seus principais componentes, sendo também referida a importância do curto-circuito no projeto destes equipamentos. É explicada a estrutura do grande reforço assim como também o trabalho realizado pela Efacec na sua otimização que antecedeu o projeto apresentado nesta Dissertação.

No terceiro capítulo são apresentados os conhecimentos teóricos necessários para perceber de que forma se dá o curto-circuito, as forças atuantes na estrutura do equipamento e as equações matemáticas utilizadas no dimensionamento estrutural. É também apresentada neste capítulo a Teoria da Plasticidade referindo os conceitos gerais, e alguns mais específicos, importantes na realização deste projeto.

No quarto capítulo é apresentada a planificação dos ensaios experimentais realizados, tração e flexão, e todos os equipamentos e normas utilizados.

No quinto capítulo é feita a validação do software, começando no subcapítulo 5.1 com a validação dos métodos analíticos e numéricos para o domínio elasto-plástico, seguindo-se o subcapítulo 5.2 com a validação do modelo geométrico.

No sexto capítulo apresenta-se as simulações em regime transiente com modelos não-lineares, de forma a estudar o comportamento dinâmico do grande reforço quando sujeito a um curto-circuito. É também realizada a comparação entre as simulações que utilizam modelos lineares para cargas estáticas e modelos não-lineares para cargas estáticas e dinâmicas.

Por último, no sétimo capítulo são apresentadas as principais conclusões do trabalho desta Dissertação de Mestrado e sugestões de trabalhos para dar continuidade a este projeto.

2 Estado da Arte

A ocorrência de falhas nos transformadores de potência são a principal preocupação dos seus projetistas. Embora os transformadores apresentem uma boa resistência logo depois de serem fabricados, o desgaste dos componentes que ocorre durante a sua vida em serviço, principalmente a nível do isolamento dos enrolamentos, faz com que a resistência aos esforços diminuía, por exemplo em condições de curto-circuito.

Deste modo é importante projetar os componentes para resistirem a esforços extremos e evitar que componentes vitais ao normal funcionamento sejam postos em causa durante as falhas.

Assim, este capítulo tem como objetivo realizar uma abordagem em três pontos fundamentais. Primeiro apresenta-se os dois tipos de transformadores de potências, core e shell, assim como também os seus principais componentes.

Segue-se a apresentação do ponto de partida deste trabalho, isto significa que de forma resumida será explicado o trabalho de desenvolvimento realizado pela empresa Efacec no projeto do grande reforço até à data de início da realização deste projeto.

Por último, sendo o objetivo deste projeto estudar o comportamento em regime transiente do grande reforço quando sujeito a forças de curto-circuito, são apresentados no subcapítulo 2.3 vários estudos sobre a ocorrência deste tipo de falha, quais as suas consequências e a frequência de ocorrências

2.1 Transformador de Potência do Tipo Shell e Core

Um transformador é um dispositivo elétrico constituído por dois ou mais enrolamentos acoplados a um circuito magnético, que permite transferir energia entre dois circuitos com tensões diferentes e com a mesma frequência. Uma das formas de os classificar pode ser consoante a sua função, distribuição ou potência, outra forma é de acordo com a sua construção. Desta maneira os transformadores de potência podem ser basicamente divididos em dois tipos, core e shell, conforme a disposição do circuito magnético (núcleo) e das bobinas, ilustrados na Figura 2.1.

No caso do transformador do tipo core os enrolamentos são colocados em torno do núcleo, apresentando uma forma cilíndrica. Geralmente as bobinas com tensões diferentes são colocadas concêntricas, sendo a bobine de baixa tensão colocada no interior da bobine de alta tensão.

No transformador do tipo shell acontece o contrário, ou seja, o núcleo é que é acoplado à volta das bobinas. Neste caso as bobinas apresentam a forma de disco ou "*sandwich*" denominadas por galletes, e são sobrepostas umas sobre as outras, ocupando quase a totalidade da janela do circuito magnético.

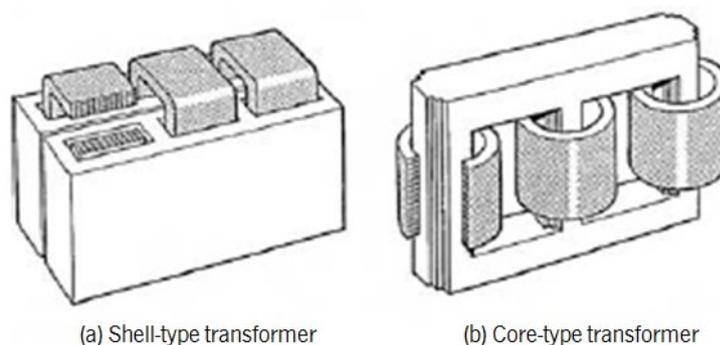


Figura 2.1. Tipos de transformador [10]

Neste capítulo serão apenas apresentadas as informações relacionadas com o transformador de potência do tipo shell, uma vez que o trabalho apresentado nesta Dissertação apenas diz respeito a este equipamento.

De acordo com a referência [11], a construção de transformadores de potência do tipo core é preferida até potências de 200 MVA, a partir deste nível o tipo shell apresenta-se mais rentável.

Embora alguns fabricantes apresentem o tipo shell como um equipamento irreparável devido aos elevados custos de manutenção e reparação, este transformador é mais resistente em situações de curto-circuito. Segundo a referência [12] o uso de enrolamentos em disco, além de reduzir o campo

magnético em 25%, reduz também o valor das forças eletromagnéticas que atuam no transformador em 23%, sendo estes valores obtidos pelas simulações apresentadas nesse mesmo artigo.

A Figura 2.2 ilustra um exemplo de um transformador de potência do tipo shell em que é possível ver-se uma imagem real e um esquema dos principais componentes do equipamento.

As vantagens de se utilizar um transformador do tipo shell são:

- elevada fiabilidade e flexibilidade de design;
- elevada resistência mecânica a esforços de curto-circuito;
- boa capacidade de arrefecimento devido à proximidade entre o tanque e o núcleo que força a circulação do óleo;
- a capacidade de as fases estarem dissociadas, conforme a Figura 2.3, permite fazer o transporte das mesmas e da tampa em separado, tornando-o mais económico para grandes unidades. [13]

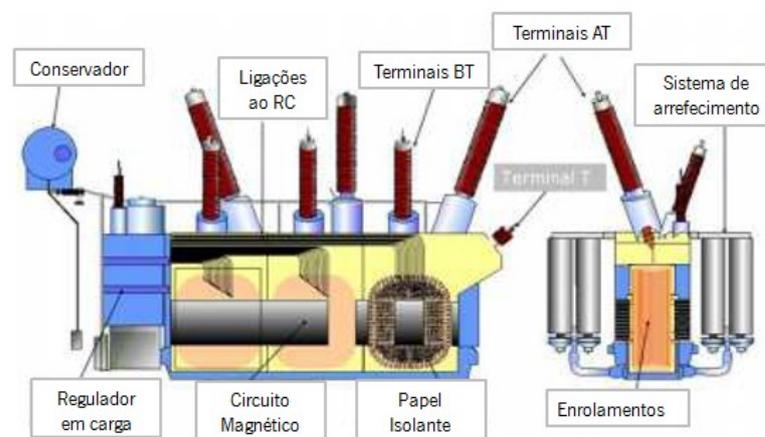


Figura 2.2. Transformador de potência do tipo shell (adaptado de [14])



Figura 2.3. Fases dissociadas e tampa de um transformador tipo shell [13]

A parte ativa de um transformador diz respeito aos componentes responsáveis pelo funcionamento, sendo constituída pelo circuito magnético e pelos enrolamentos. Além disso importa referir o tanque e o grande reforço, pois são componentes que garantem a estanquicidade e segurança do equipamento. Como tal, de seguida é explicado de forma resumida a funcionalidade de cada componente e de que forma é que são sujeitos aos esforços de curto-circuito.

2.1.1 Enrolamentos

O tipo de enrolamento utilizado é diferente caso o transformador em causa seja do tipo core ou shell, podendo ser helicoidal ou discos respetivamente. Neste trabalho apenas interessa apresentar os enrolamentos em disco, Figura 2.4, também denominados por galetes, uma vez que é este tipo o utilizado nos transformadores de potência do tipo shell pela empresa Efacec.

Cada galete é enrolada individualmente, sendo posteriormente soldadas as barras condutoras às barras da galete seguinte. Se a corrente percorrer a galete do interior para o exterior, na galete seguinte o sentido será ao contrário, conforme a Figura 2.5.



Figura 2.4. Montagem da galete[15]

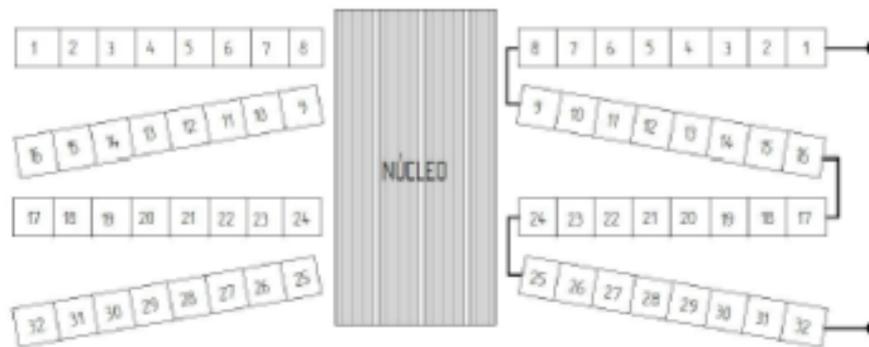


Figura 2.5. Percurso da corrente elétrica nas galletas[15]

A função do enrolamento é promover a passagem da corrente elétrica com o máximo de eficiência. Além da resistência térmica e dielétrica (nível de isolamento), os enrolamentos devem também resistir a esforços mecânicos, como o caso de flexão e corte devido a forças eletromagnéticas atuantes durante o serviço e, principalmente, em situações de curto-circuito.

Para garantir o afastamento e o isolamento entre as galletas são utilizados, como estrutura isolante, cartões prensados de celulose que para além de suportarem os enrolamentos, permitem o arrefecimento através da criação de canais de circulação do óleo conforme a Figura 2.6. Com o aumento das potências dos transformador ao longo dos tempos esta estrutura tem-se tornado conseqüentemente cada vez mais complexa.

O papel isolante pode romper-se durante o curto-circuito, devido a esforços eletrodinâmicos nos enrolamentos. Caso isto aconteça, poderá haver contacto entre as barras condutoras e com isso o transformador poderá ficar fora de serviço. A deformação destas barras também é bastante importante, uma vez que influencia os canais de circulação do óleo responsável por toda a refrigeração da parte ativa, e acelera o envelhecimento do papel isolante.



Figura 2.6. Canais de circulação da estrutura isolante [15]

2.1.2 Circuito Magnético

O circuito magnético, ou núcleo, de um transformador é constituído por chapas de um material magnético, isto porque deve permitir a passagem do fluxo magnético com o mínimo de resistência possível para assim reduzir as perdas.

O uso de 3 a 4% de silício em chapas de aço com 0,005% de carbono permite diminuir as perdas e manter as características magnéticas com o passar do tempo. As chapas utilizadas têm entre 0,2 e 0,3 mm de espessura, e entre elas coloca-se um isolante à base de silicatos complexos de forma a limitar as perdas por correntes de Foucault. [16]

A corrente de Foucault, também conhecida por corrente parasita, é a corrente gerada pela variação do fluxo magnético. Em alguns casos estas correntes aumentam as perdas através do aumento da temperatura por efeito de Joule. A razão para se usar chapas laminadas muito finas, é porque assim aumenta-se a resistência da passagem da corrente elétrica, uma característica indesejável no circuito magnético, diminuindo a geração de calor. O aumento da resistência deve-se às pequenas seções das chapas, que equivalem a vários circuitos individuais, onde apenas uma pequena fração de fluxo magnético atravessa cada uma delas.



Figura 2.7. Montagem do circuito magnético[15]

Os principais problemas neste componente estão normalmente relacionados com o sobreaquecimento resultante da compactação e envelhecimento das chapas, correntes de circulação induzidas e solicitações dielétricas devido a uma deficiente ligação à terra. A análise em termos térmicos através de inspeções termográficas permitem detetar alguns defeitos do circuito magnético junto às paredes do tanque, sem a necessidade de interromper o transformador em funcionamento,

Para além dos aspetos apontados anteriormente, o projeto do circuito magnético em termos de materiais e geometria depende também do custo, facilidade de construção e reparação, requisitos de

atravancamento, arrefecimento e resistência mecânica. Segundo a referência [15], estas características têm muita importância em transformadores trifásicos de elevada potência do tipo shell, onde o circuito magnético pode facilmente ultrapassar as 70 toneladas.

A construção do circuito magnético é feita através do empilhamento e forte aperto das chapas, já com os enrolamentos na sua posição final, assentes na base do tanque, dessa forma evita-se a movimentação dos enrolamentos, os quais apresentam um peso bastante considerável. O aperto das chapas é feito através do aperto da base e da tampa do tanque contra o circuito magnético, evitando assim a utilização de parafusos pois poderiam permitir o contacto elétrico entre chapas.

2.1.3 Tanque

O tanque é o componente que para além de conter os enrolamentos e o circuito magnético, conforme a Figura 2.2, contém também o óleo de refrigeração. Representa um papel bastante importante na resistência e segurança do equipamento quando este é sujeito a esforços mecânicos devido às grandes pressões geradas. Este componente deve ser inspecionado para verificar se não há vazamento do óleo ou corrosão excessiva do material.

Segundo a referência [3] a estrutura do tanque está sujeita, para além dos esforços de natureza elétrica, a esforços durante o processo de fabrico do transformador. As condições mais severas às quais a estrutura do tanque estará sujeita são durante o processo de secagem da parte interior do equipamento através de vácuo. Devido à humidade existente nos materiais é necessário recorrer-se a técnicas de vácuo para conseguir um bom nível de isolamento, que irá resultar num aumento de vida do transformador e da sua confiabilidade.

O dimensionamento do tanque deve considerar, além dos esforços já referidos, cargas a que estará sujeito durante o transporte do transformador para as zonas de utilização.

2.2 Grande Reforço

O grande reforço, ou em inglês *Main Frame*, representado na Figura 2.8 é uma estrutura metálica constituída por quatro vigas caixão com vários reforços no seu interior. Esta estrutura é projetada e desenvolvida pela empresa Efacec para ser utilizada nos transformadores de potência do tipo shell. A estrutura de aperto da Figura 2.9 é semelhante em termos funcionais ao grande reforço, no entanto a pesquisa sobre este tipo de estrutura é dificultada pela escassez de informação. Toda a

informação do grande reforço apresentada nesta Dissertação foi fornecida pela empresa Efacec, não tendo sido encontrado nenhum texto relacionado na literatura ou em artigos de revistas.

O objetivo desta estrutura não tem nada que ver com o funcionamento elétrico do transformador. A sua função é apenas para fins de segurança e resistência do equipamento em situações de curto-circuito.

Como já foi mencionado, as elevadas forças geradas pelo curto-circuito provocam deformações na parte ativa responsáveis pela perda do equipamento ou em reparações caras. É para evitar estas situações que o grande reforço é utilizado como componente de segurança. A sua funcionalidade é suportar as forças de curto-circuito, em vez de estas serem transmitidas ao circuito magnético e aos enrolamentos. Desta forma procura-se garantir que não haja deslocamentos ou deformações que ponham em causa o normal funcionamento do transformador.

O grande reforço é acoplado à parte ativa através de cunhas de madeira. A colocação destas cunhas faz com que as galetes fiquem sujeitas a uma força de compressão, a qual melhora a resistência às forças eletromagnéticas geradas durante o curto-circuito. [17]

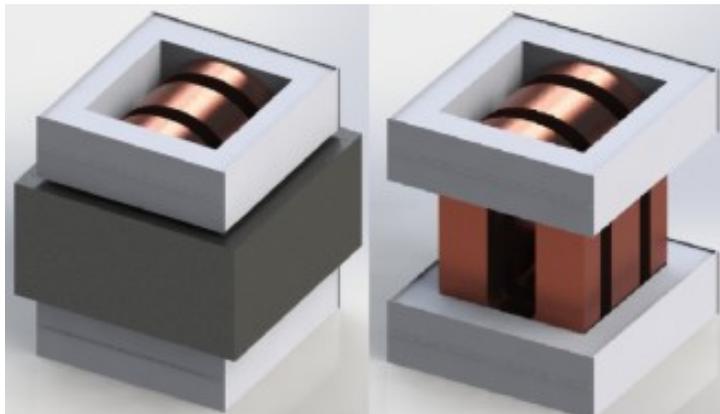


Figura 2.8. Esquema da parte ativa e do grande reforço

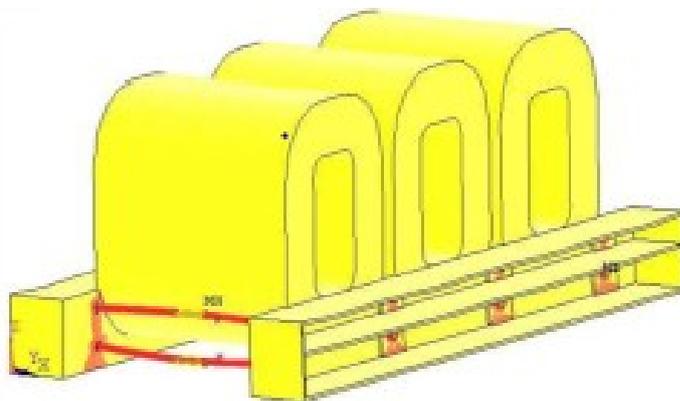


Figura 2.9. Estrutura de aperto[17]

2.2.1 Projeto de Otimização do Grande Reforço

O trabalho realizado nesta Dissertação de Mestrado está inserido no projeto iniciado pela Efacec para a otimização dos seus transformadores de potência. Em parceria com o Departamento de Engenharia Mecânica foram realizados no Laboratório de Ensaio de Materiais, ensaios experimentais de novas geometrias e materiais para um novo modelo do grande reforço.

Na Figura 2.10 pode-se ver as diferentes geometrias dos três protótipos utilizados para o estudo da otimização da estrutura, fabricados com chapas de aço S275, sendo o protótipo 1 o protótipo *standard*. Como se pode ver a altura de 657 mm foi mantida igual, o que se variou foi a espessura da chapa de 16 para 12 mm. Aumentou-se também a largura da viga, neste caso a viga horizontal tornando maior o valor de inércia no sentido da aplicação da força de curto-circuito. Os reforços no interior das vigas ilustrados na Figura 2.12 têm como objetivo evitar o colapso devido à encurvadura das chapas verticais.

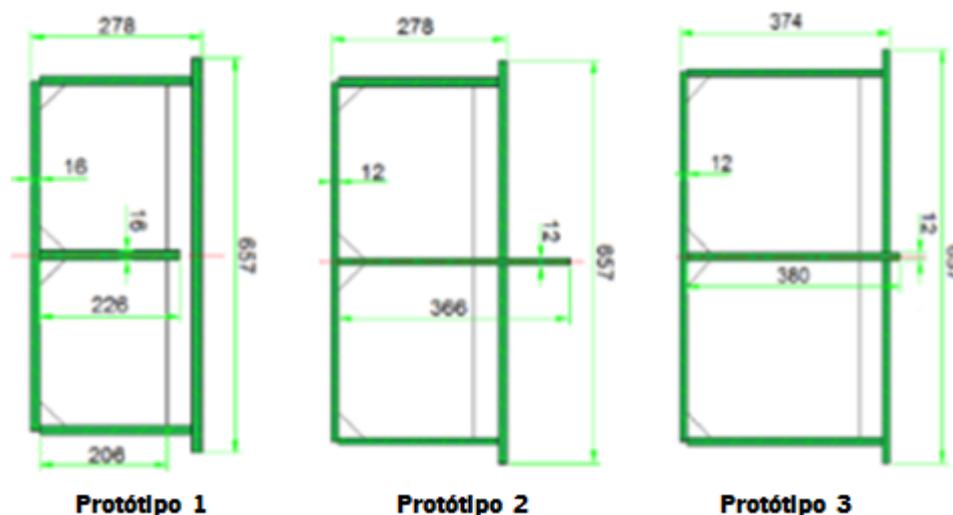


Figura 2.10. Geometria dos diferentes protótipos [18]

Estes ensaios além da otimização da geometria da estrutura, tinham também o objetivo de comparar os resultados experimentais com as simulações numéricas. Este objetivo é estudado mais adiante no ponto 5.2.

Na Figura 2.11 é mostrado uma imagem de um dos protótipos utilizados nos ensaios experimentais. A Figura 2.11 refere-se ao protótipo 4 fabricado em aço Weldox 700, cujo o objetivo foi o estudo da redução de peso utilizando aços de alta resistência. Este protótipo segue as dimensões do protótipo 3, reduzindo apenas a espessura de 12 mm para 8 mm. Segue-se a Figura 2.12 na qual se pode ver os reforços interiores do protótipo 3 representado anteriormente na Figura 2.10.



Figura 2.11. Protótipo do grande reforço em aço Weldox 700

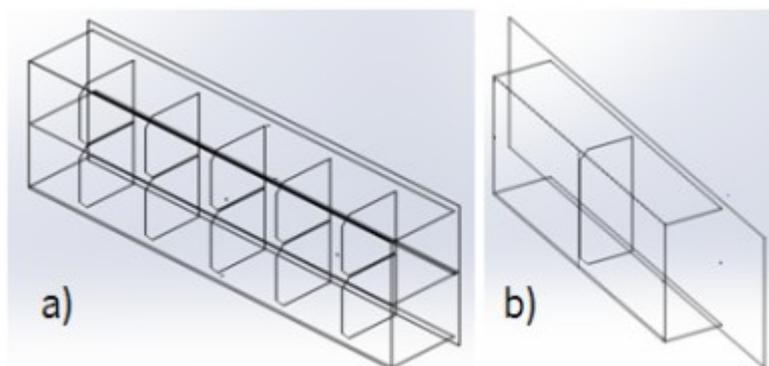


Figura 2.12. Vista dos reforços interiores nas vigas horizontal e vertical

Os resultados destes ensaios são apresentados e detalhadamente analisados na referência [19]. O que importa referir deste trabalho são os resultados obtidos e qual a geometria que será estudada. Dos protótipos estudados, o que melhor resistiu as cargas aplicadas foi o protótipo 3. A Tabela 2.1 mostra a comparação das massas dos diferentes protótipos, onde há uma redução significativa em ambas as estruturas alternativas.

Tabela 2.1. Comparação da Massa dos Protótipos (adaptado de [18])

Protótipo	Massa [kg]
1	1814
2	1603
3	1684
Massa relativa (referente ao Protótipo 1)	
Protótipo 2	79,96%
Protótipo 3	87,62%

No final o protótipo que apresenta uma melhor otimização é o número 3, uma vez que alia a redução da massa da estrutura com a sua resistência mecânica de uma forma mais eficaz. A partir deste ponto a análise à estrutura teve como base a geometria deste protótipo.

De seguida foi construído um quarto protótipo, sendo fabricado em aço Weldom 700, um aço da alta resistência, utilizando-se chapas de 8 mm de espessura. Esta estrutura conseguiu ter melhor resultados que o protótipo 3, uma vez que não sofreu qualquer tipo de deformação permanente, ao contrário dos outros protótipos.

É a partir deste ponto que se inicia o estudo desta Dissertação de Mestrado, estudar novos materiais e utilizar novas metodologias de análise, o caso da Teoria da Plasticidade e dimensionamento em regimes transientes para situações de curto-circuito.

2.3 Falhas de Curto-Circuito

De acordo com a referência [20] na Figura 2.13, a falha que ocorre com mais frequência e apresenta maior prejuízo é provocada por falhas no isolamento dos enrolamentos. Esta categoria inclui a deterioração do isolamento, instalação deficiente ou inadequada, e curtos-circuitos.

Com o passar do tempo o isolamento dos enrolamentos degrada-se até ao ponto de não conseguir mais resistir a esforços de curto-circuito. Em relação à degradação do material isolante, esta pode ser causada devido:

- ao calor, o qual acelera as reações químicas;
- à redução da suportabilidade dielétrica;
- à contaminação de partículas metálicas no óleo;
- à humidade e acidez;
- às vibrações, ambientes corrosivos e outros;
- aos esforços mecânicos devido à corrente nos enrolamentos.[21]

A falha seguinte com maior frequência e prejuízos diz respeito ao projeto e ao material, entre os quais, o fraco isolamento do núcleo, curtos-circuitos de menor intensidade e objetos estranhos no interior do transformador.

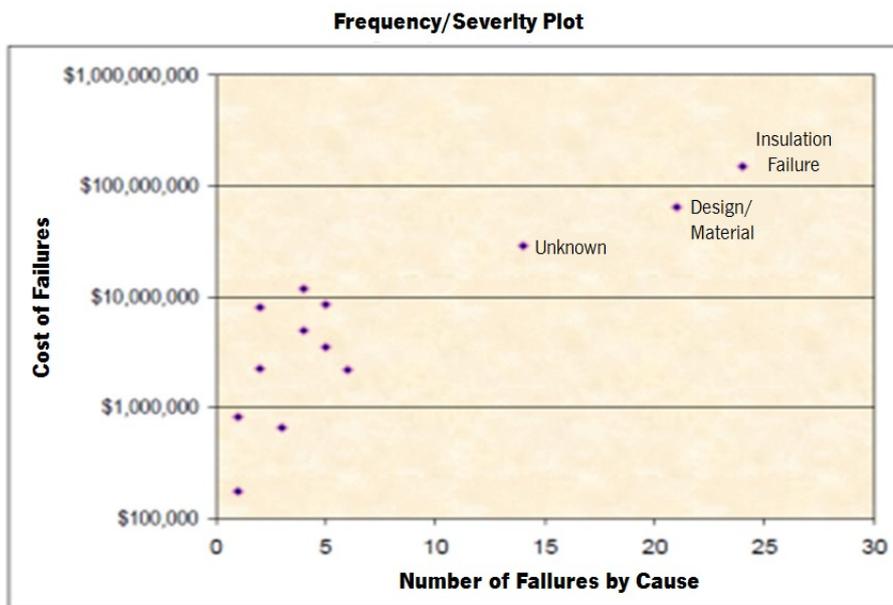


Figura 2.13. Frequência - Prejuízo de falhas em transformadores [20]

Segundo a referência [2] o padrão de ocorrência de falhas em transformadores segue a tendência da curva "bathtub", ou curva da banheira, que pode ser vista na Figura 2.14. Esta curva mostra o número de falhas em função do seu tempo de vida e mostra de forma clara que os períodos mais críticos ocorrem no início de funcionamento e ao fim de alguns anos de serviço.

O primeiro período de ocorrências de falhas deve-se principalmente aos defeitos de projeto e construção. A segunda parte apresenta um baixo e constante número de falhas que pode estar associada a qualquer tipo de falhas. A última parte, tal como já foi referenciado, deve-se ao envelhecimento do equipamento.



Figura 2.14. Curva da Banheira - Falhas em transformadores (adaptado de [2])

O envelhecimento do transformador depende da sua resistência mecânica e integridade elétrica, sendo os mecanismos de envelhecimento:

- forças mecânicas aplicadas durante o transporte, sucessivos curtos-circuitos e vibrações;
- reações químicas, como o caso de oxidação, aceleradas pelas altas temperaturas;
- contaminação.[2]

Devido aos vários aspetos apresentados anteriormente, conclui-se que existem diversas combinações que podem explicar as falhas em transformadores. No entanto, uma das maiores preocupações nas falhas internas deste equipamento é a redução da capacidade de resistir a forças eletromecânicas em regime permanente durante o funcionamento normal, e em regime transitório causada pelo curto-circuito. De acordo com a referência [22], devido às altas correntes os transformadores de potência são projetados para resistirem a esforços mecânicos, enquanto os transformadores de distribuição são projetados com base nos esforços térmicos.

A estrutura da parte ativa do transformador (Figura 2.15) deve garantir o correto alinhamento entre os seus componentes, e como tal deve suportar as forças eletromecânicas geradas, na qual o curto-circuito apresenta maior severidade. Normalmente um transformador é projetado para resistir a um determinado número de curtos-circuitos. Ao fim de um tempo uma nova ocorrência de um curto-circuito irá movimentar o enrolamento e assim reduzir a capacidade de suportar novos esforços. Torna-se assim importante o projeto destes componentes.

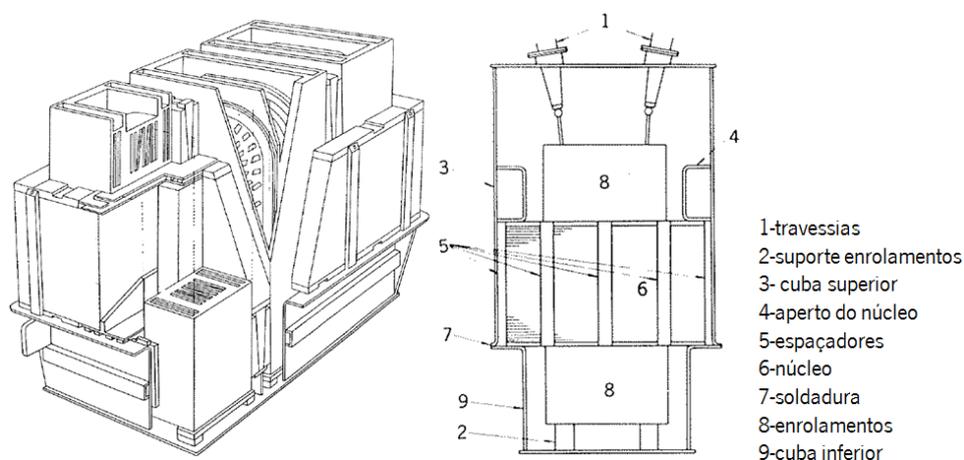


Figura 2.15. Parte ativa de um transformador de potência do tipo shell[16]

As empresas que fabricam os transformadores, assim como os seus projetistas, têm cada vez mais a necessidade de utilizar ferramentas, como por exemplo software de elementos finitos, que os ajudem a prever e controlar possíveis falhas. Desta forma, as novas metodologias adotadas auxiliadas por software de cálculo mais poderoso, permitem um estudo mais preciso dos efeitos das forças de curto-circuito e do comportamento dos diferentes materiais. Assim, é possível obter um dimensionamento mais otimizado e fiável que irá refletir-se no preço final do equipamento.

3 Fundamentos Teóricos

O objetivo deste trabalho consiste no estudo da resistência mecânica no domínio elasto-plástico da estrutura do grande reforço durante o fenômeno de curto-circuito. É então importante fazer-se o estudo em duas áreas, a do curto-circuito e a do comportamento elasto-plástico. Sendo o curto-circuito um acontecimento de regime transiente, a sua abordagem deve ser feita, caso seja possível, do ponto de vista dinâmico.

A forma como as forças eletromagnéticas do curto-circuito variam e atuam nos componentes do transformadores apresenta um dos pilares deste projeto, pois é necessário determinar as cargas atuantes no grande reforço para realizar o seu correto dimensionamento.

As análises não-lineares, nas quais se inserem a elasto-plasticidade e a dinâmica de estruturas, apresentam um elevado nível de complexidade. O método de elementos finitos torna-se assim uma valiosa ferramenta para estas análises, onde é possível processar-se grandes quantidades de informação. No entanto, o uso de modelos experimentais é sempre aconselhado uma vez que ao uso de modelos numéricos estão associado erros devido às simplificações introduzidas no modelo.

O presente capítulo apresenta, de forma resumida, a pesquisa feita nestas duas áreas. Este conhecimento é bastante importante, uma vez que representa a base de todo o projeto desenvolvido nesta Dissertação de Mestrado.

3.1 Curto-Circuito

O crescente desenvolvimento das cidades e dos países fez com que o consumo de energia elétrica aumentasse e com isso a sua produção e distribuição tornou-se cada vez mais solicitada. Esse crescimento resulta também no aumento dos níveis de potência dos equipamentos. É portanto de esperar que as falhas e os acidentes relacionados com o curto-circuito sejam cada vez mais severos e perigosos devido ao aumento da potência dos equipamentos.

Apesar da existência de normas, como o caso da IEC (*Internacional Electrotechnical Commission*) 60076-5 e as publicadas pelo IEEE (*Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc*), indicarem a obrigatoriedade da resistência ao curto-circuito e a maneira que se deve verificar a performance de um transformador, na realidade este problema não é assim tão fácil de analisar. [23] Apesar do seu funcionamento ser fácil de entender, o facto de se utilizar diversos componentes de materiais bastante diferentes e uma grande variedade de processos de fabrico, tornam o transformador um equipamento de elevada complexidade. Assim, para que as empresas fabricantes sejam capazes de projetar com grande fiabilidade, os seus projetistas utilizam software adequado à simulação do comportamento dos componentes em diversas situações.

O curto-circuito apresenta-se como o principal problema que coloca a maioria dos transformadores de potência fora de serviço. Deste acontecimento resulta uma grande magnitude da corrente na bobine, e pode ser de vários tipos (Figura 3.1):

- curto-circuito trifásico, Figura 3.1 a);
- curto-circuito bifásico, Figura 3.1 b);
- curto-circuito bifásico com ligação à terra, Figura 3.1 c);
- avaria na ligação linha-terra, Figura 3.1 d);
- avaria dupla à terra, Figura 3.1 e).

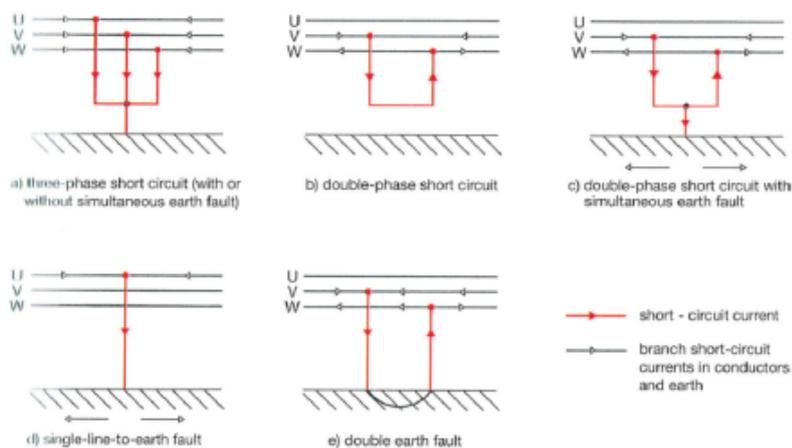


Figura 3.1. Tipos de curto-circuito

3.1.1 Forças de Curto-Circuito

As forças de curto-circuito resultam de interação entre a corrente elétrica e o campo magnético, conforme a equação (3.1), e é por isso que são também denominadas de forças eletromagnéticas. A direção da força dá-se no sentido perpendicular ao plano formado pelos dois vetores, quanto à sua orientação pode ser determinada usando a regra da mão esquerda que pode ser vista na Figura 3.2.

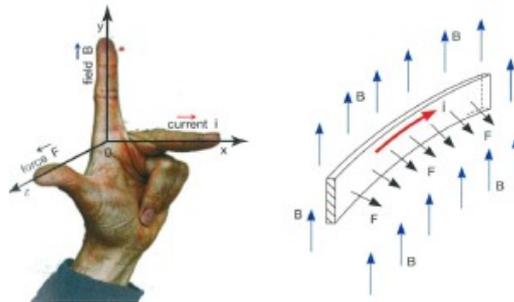


Figura 3.2. Regra da mão esquerda[23]

A seguinte equação diz respeito à magnitude da força eletromagnética gerada num fio condutor de comprimento l :

$$F = B \times i \times l \times \sin \varphi \quad (3.1)$$

Onde:

F - força eletromagnética [N]

B - campo magnético [T]

i - corrente elétrica [A]

l - comprimento [m]

φ - ângulo entre o vetor campo magnético e o vetor corrente elétrica

A Figura 3.3 apresenta o padrão típico do campo magnético nos dois tipos de transformadores de potência, core e shell.

As várias correntes que passam nos enrolamentos que formam a bobine originam o fluxo magnético. Assim existe também transferência de corrente entre os enrolamentos dando origem a forças eletromagnéticas atuantes durante o funcionamento normal do equipamento. O fluxo magnético depende da estrutura global do transformador, em especial do circuito magnético, dos enrolamentos, e da permeabilidade dos materiais.

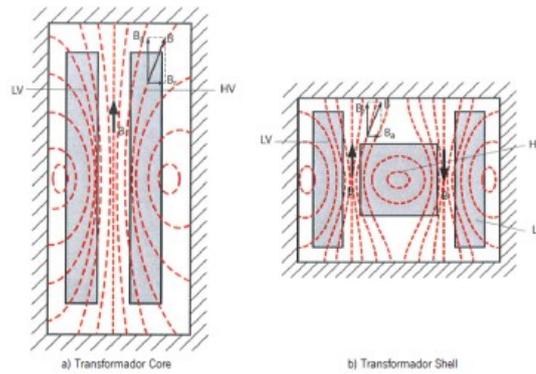


Figura 3.3. Campo magnético nos transformadores core e shell[23]

Juntando os dois pontos referidos anteriormente, a força eletromagnética num transformador resulta da força gerada no enrolamento e do fluxo magnético na bobine. Isto significa que as forças de curto-circuito são proporcionais ao quadrado da corrente.

A seguinte equação dá-nos o comportamento básico da força durante o curto-circuito:

$$F(t) = F_{\max} \left(\frac{1}{2} + e^{\frac{-2t}{\tau}} - 2e^{\frac{-t}{\tau}} \times \cos(\omega t) + \frac{1}{2} \cos(2\omega t) \right) \quad (3.2)$$

Onde:

F_{\max} - força máxima [N]

t - tempo [s]

τ - rácio entre resistência e reactância

ω - frequência [rad/s]

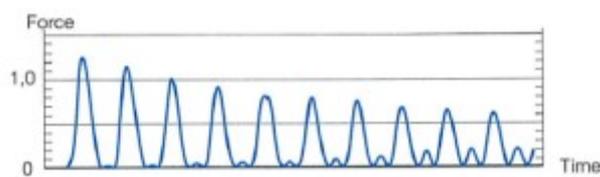


Figura 3.4. Força de curto-circuito e função do tempo [23]

O termo $e^{\frac{-2t}{\tau}} - 2e^{\frac{-t}{\tau}}$ da equação (3.2) tem um comportamento uniforme e decrescente, sendo responsável pela rápida diminuição da magnitude da força nos primeiros ciclos, conforme pode ser comprovado na Figura 3.4.

Para saber o campo de forças gerado pelo curto-circuito nos componentes do transformador é necessário determinar o campo magnético no período em que se dá este fenômeno. Tal como é dito no capítulo 1, nos transformadores de potência do tipo core a análise é normalmente feita a 2D com representações dos enrolamentos e circuito magnético com eixo de simetria. No caso dos transformadores de potência do tipo shell é necessário uma análise a três dimensões devido à sua geometria assimétrica.

A Figura 3.5 apresenta as forças que atuam nos enrolamentos e no circuito magnético do transformador de potência do tipo shell, mas além destes atua também no grande reforço e no tanque. As forças atuam quase totalmente no sentido perpendicular às galetas de forma a aumentar a distância D da Figura 3.5, ou seja, geram-se forças de repulsão entre a bobine de alta e baixa tensão. Na maioria dos casos, a bobine do meio é a de alta tensão, então esta estará sujeita a forças de compressão. Por outro lado, as bobines de baixa tensão serão forçadas a afastar-se da bobine de alta tensão, e por isso serão conseqüentemente comprimidas contra o circuito magnético e contra o grande reforço.

Ao contrário do shell, no transformador do tipo core as forças atuam tanto no sentido axial como radial nos enrolamentos, estando ilustradas na Figura 3.6. Na referência [23] são apresentadas as fórmulas de cálculo para o sentido radial e axial no transformador tipo core, no entanto não são apresentadas aqui pois diferenciam-se do estudo desta Dissertação.

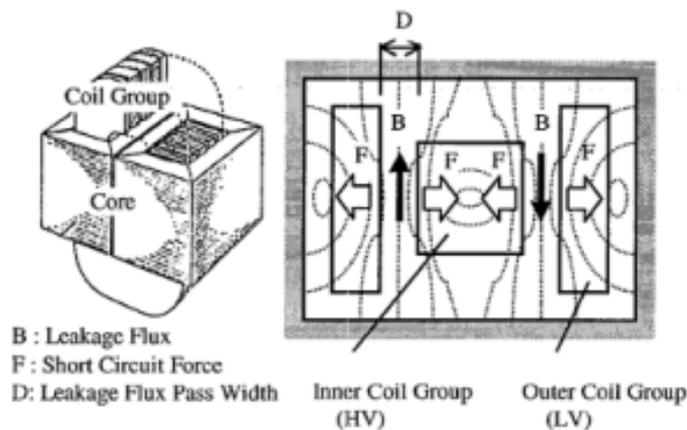


Figura 3.5. Forças eletromagnéticas atuantes no transformador de potência do tipo shell[24]

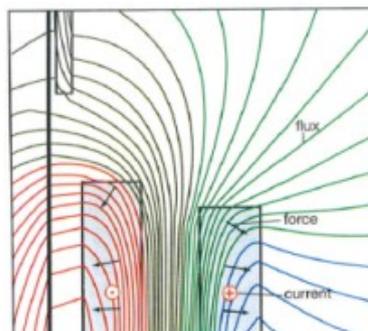


Figura 3.6. Forças atuantes num transformador de potência do tipo core [23]

A literatura e os estudos sobre os transformadores, apresentam e utilizam na sua grande maioria métodos de análise bidimensional para determinar campos magnéticos ou forças de curto-circuito em transformadores de potência do tipo core. No entanto, estes métodos não são suficientemente precisos para utilizar numa estrutura do tipo shell devido à sua complexa geometria, sendo necessários métodos tridimensionais. As empresas fabricantes de transformadores de potência do tipo shell têm de utilizar computadores e software mais avançados e capacitados para conseguirem correr tais simulações, bastantes pesadas.

Após a determinação do campo de forças eletromagnéticas originadas pelo fenómeno de curto-circuito, é necessário dimensionar as estruturas dos vários componentes que constituem o transformador.

3.2 Teoria da Plasticidade

"How strong is an engineering structure? What are the deformations and stresses in the structure" (Quão resistente é uma estrutura? Quais são as deformações e tensões na estrutura?). Estas duas questões são apresentadas por Philip G. Hodge na referência [25] como as questões básicas com as quais os projetistas se deparam nos seus projetos.

Os métodos utilizados pelos projetistas no dimensionamento de transformadores de potência baseiam-se fundamentalmente na Teoria da Elasticidade e no conhecimento empírico que resulta de longos anos de experiência a trabalhar nesta área. Hoje em dia, numa área tão competitiva como é a do mercado da energia elétrica, as empresas apostam fortemente na investigação, à procura de inovações que as coloquem na frente deste mercado. A introdução de métodos computacionais como o caso do método de elementos finitos, permitiu uma melhor compreensão dos fenómenos que envolvem o transformador, como por exemplo, o campo magnético ou as forças de curto-circuito.

A capacidade de um determinado componente resistir a esforços não se limita apenas ao domínio elástico. Tem-se o exemplo de materiais dúcteis como o caso das ligas de aço e alumínio que são capazes de resistir a deformações muito maiores que as limitadas pelo domínio elástico. No final o resultado é um desperdício de material, que em termos económicos deve ser evitado.

No caso do dimensionamento do transformador para resistir a esforços mecânicos, deve ser levado em conta este critério de forma a permitir uma otimização do material utilizado e processos de fabrico resultando no final um equipamento mais barato.

Na Teoria da Elasticidade, segundo a lei de Hooke, a deformação é proporcional à carga aplicada no corpo. No entanto, no caso dos metais, está limitada a pequenas deformações. As

simplificações como o caso do material homogéneo e isotrópico, fazem com que a Teoria da Elasticidade seja bastante simples e por isso largamente utilizada.

A Teoria da Plasticidade estuda o comportamento do material quando este já não segue mais a lei de Hooke da Teoria da Elasticidade. No caso do estudo da estrutura grande reforço está-se perante um caso em que o objetivo é dimensionar a estrutura para resistir a um curto-circuito de maneira a proteger a parte ativa, admitindo que possam existir certas zonas deformadas plasticamente. Isto porque, o facto de existirem zonas pontuais onde as tensões atingidas ultrapassam a tensão de cedência do material, pode não ser suficiente para por em causa a estabilidade da estrutura. O importante é então analisar a forma como a estrutura se vai comportar durante o curto-circuito, especialmente quando algumas zonas entram em domínio plástico.

Na análise matemática, a Teoria da Plasticidade é muito mais complexa em relação à Teoria Elástica devido, por exemplo, ao efeito Bauschinger, encruamento, anisotropia e histerese elástica.[26]

O texto deste capítulo apresenta uma revisão teórica sobre a Teoria da Plasticidade, a qual foi utilizada para compreender e utilizar nas simulações feitas no software *SolidWorks Simulation* no âmbito desta Dissertação.

3.2.1 Curva de Extensão no Domínio Elástico e Plástico

A curva tensão-extensão normalmente resultante dos ensaios de tração não representam na verdade as propriedades do material, uma vez que a tensão é calculada a partir as dimensões iniciais da secção do provete, sem levar em conta que estas dimensões variam ao longo do ensaio. Considerando as dimensões em cada instante do ensaio, o que se verifica é o aumento da tensão, o qual permite obter a curva tensão verdadeira-extensão verdadeira. De acordo com a referência [26], considerando o volume constante e uma distribuição homogénea de extensão ao longo do provete, a tensão verdadeira e a extensão verdadeira são obtidas pelas seguintes equações:

$$\bar{\sigma} = \sigma(1 + \varepsilon) \quad (3.3)$$

$$\bar{\varepsilon} = \ln(1 + \varepsilon) \quad (3.4)$$

Em que:

σ - tensão nominal [MPa]

$\bar{\sigma}$ - tensão verdadeira [MPa]

ε - extensão nominal

$\bar{\varepsilon}$ - extensão verdadeira

Na Figura 3.7 é possível comparar-se a curva tensão nominal-extensão nominal com a curva tensão verdadeira-extensão verdadeira obtida a partir das equações (3.3) e (3.4).

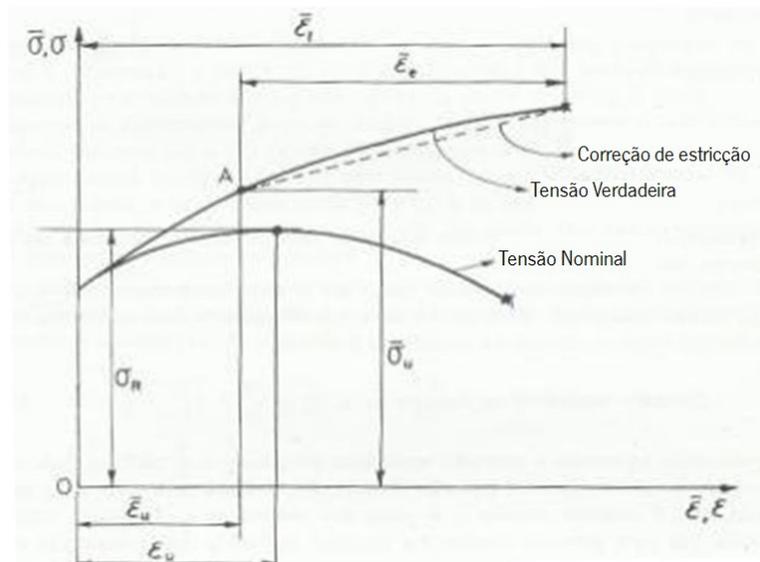


Figura 3.7. Comparação entre a curva tensão nominal-extensão nominal e a curva tensão verdadeira-extensão verdadeira [26]

O comportamento plástico é apresentado pela sua curva tensão-extensão, na qual se considera a deformação isotrópica, que na prática não acontece. Embora a curva possa ter uma expressão matemática complexa, as equações mais comuns que se utilizam para representar a deformação plástica dum material dúctil são:

$$\bar{\sigma} = \kappa \bar{\epsilon}^n \quad (3.5)$$

$$\bar{\sigma} = \kappa (\epsilon_y + \bar{\epsilon})^n \quad (3.6)$$

$$\bar{\sigma} = \sigma_y + \kappa \bar{\epsilon}^n \quad (3.7)$$

Em que:

κ - módulo da tangente [MPa]

n - coeficiente de encruamento

ϵ_y - extensão na cedência

σ_y - tensão de cedência

As equações (3.5), (3.6) e (3.7) são equações logarítmicas que embora pareçam simples podem ser de extrema complexidade em termos de tratamentos matemáticos, sendo a primeira a mais

utilizada para se obter o gráfico da curva tensão verdadeira-extensão verdadeira. Portanto na prática, nos modelos analíticos o que se faz é considerar que o material tem um comportamento ideal, conforme é ilustrado na Figura 3.8.

Alguns dos exemplos mais estudados na área da elasto-plasticidade presentes na literatura são as vigas sujeitas a esforços de flexão. Estas podem ter apoios livres, simples ou fixos, sendo que o exemplo apresentado de seguida diz respeito a uma barra retangular em suspensão sujeita à flexão pura.

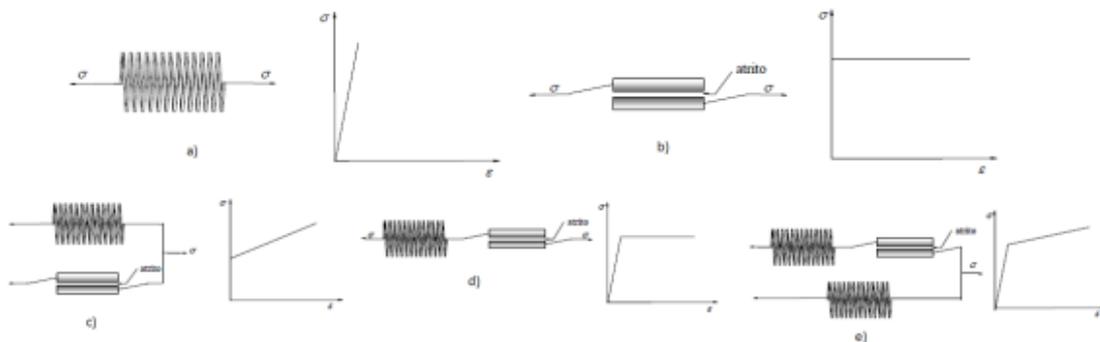


Figura 3.8. Modelos do comportamento do material

- a) linear elástico; b) rígido-perfeitamente plástico; c) rígido-plástico com encruamento linear; d) elástico-perfeitamente plástico; e) elasto-plástico com endurecimento linear (adaptado de [27])**

3.2.2 Flexão Pura no Domínio Plástico

No estudo sobre barras prismáticas sujeitas a flexão pura no domínio plástico algumas das simplificações utilizadas são as mesmas que no domínio elástico, que são:

- o material é homogêneo e isotrópico;
- o material tem um comportamento mecânico elástico-perfeitamente plástico (Figura 3.8 d));
- a tensão de limite de elasticidade é igual na tração e compressão;
- as seções planas permanecem na mesma planas após a deformação;
- o princípio de Saint-Venant e de sobreposição são aplicáveis;
- as fibras estão apenas sujeitas a tração ou compressão.

Aplicando um momento ou uma força transversal numa barra até as fibras externas atingirem o valor de tensão de cedência, o momento fletor e o raio da curvatura podem ser calculados pelas equações da flexão elástica. Neste caso para uma secção retangular temos:

$$M_y = \frac{\sigma_y I}{h} = \frac{2\sigma_y b h^2}{3} \quad (3.8)$$

$$R_e = \frac{Eh}{\sigma_y} \quad (3.9)$$

Onde:

M_y - momento fletor na cedência [N.mm]

σ_y - tensão de cedência [MPa]

I - inércia da secção transversal [mm⁴]

b - largura [mm]

h - altura [mm]

R_e - raio de curvatura [mm]

E - módulo de Young [MPa]

Quando o valor do momento fletor ultrapassa M_y , aumenta progressivamente a zona em deformação plástica em direção ao núcleo, diminuindo c , conforme a Figura 3.9. Temos então o momento elasto-plástico em função da parcela que se encontra em domínio plástico. Para obter o momento elasto-plástico sobrepõe-se as tensões plásticas nos topos da barra com as tensões elásticas no núcleo, obtendo-se:

$$M_{yp} = \sigma_y \times b(h - c)(h + c) + \sigma_y \frac{b(2c)^2}{6} \quad (3.10)$$

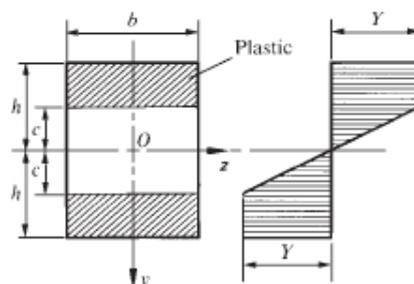


Figura 3.9. Geometria e distribuições de tensões da secção retangular(adaptado de [28])

A primeira parcela diz respeito à zona plástica, e a segunda à zona elástica. Esta equação mostra o valor do momento na altura em que a zona plástica penetrou até uma distância $h - c$.

O momento máximo M_p é atingido quando toda a seção estiver plastificada, na qual $c = 0$.

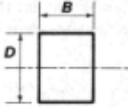
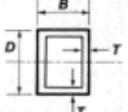
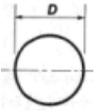
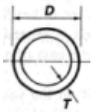
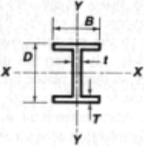
Obtendo-se:

$$M_p = \sigma_Y b h^2 = \frac{3}{2} M_Y \quad (3.11)$$

Ou seja, o momento plástico é 50% superior ao momento de cedência para uma seção retangular, e corresponde à assíntota da função anterior.

O mesmo procedimento pode ser usado para outras seções. O coeficiente resultante entre o momento máximo e o momento de cedência é designado por fator de forma. Na Tabela 3.1 são apresentados alguns fatores de forma para os perfis de barras mais comuns.

Tabela 3.1 Módulo de seção e fator de forma de seções estruturais (adaptado de[29])

Seção	Módulo de seção	Fator de forma
	$\frac{1}{4} B D^2$	1,5
	$B T (D - T) + \frac{1}{2} T (D - 2T)^2$	$B = T$ $T = 0,05D$ 1,18
	$\frac{1}{6} D^3$	$\frac{16}{3\pi} = 1,70$
	$\frac{1}{6} D^3 \left[1 - \left(1 - \frac{2T}{D} \right)^3 \right]$ $T \ll D; T D^2$	$T = 0,05D$ 1,34 $T \ll D$ 1,27
	Eixo XX $B T (D - T) + \frac{1}{4} t (D - 2T)^2$	Cerca de 1,14
	Eixo YY $\frac{1}{2} T B^2 + \frac{1}{4} (D - 2T) t^2$	Cerca de 1,60

Uma vez adotado o modelo elástico-perfeitamente plástico como comportamento mecânico do material, podemos ter durante a flexão dois regimes de deformações, elástico e plástico.

$$\begin{cases} \sigma = E\varepsilon & 0 \leq \varepsilon \leq \frac{\sigma_Y}{E} \\ \sigma = \sigma_Y & \varepsilon \geq \frac{\sigma_Y}{E} \end{cases} \quad (3.12)$$

A curvatura é linear até atingir M_y , a partir daí torna-se não-linear. O colapso plástico é atingido quando $c=0$.

Um facto a ter em conta é a descontinuidade das tensões na linha neutra. Esta descontinuidade não existe, existe sim um grande gradiente na vizinhança sendo neutro na linha neutra, denominado por lâmina elástica. Ou seja, existirá sempre uma pequena zona elástica na peça.

Sabendo qual o momento máximo a aplicar na barra para esta entrar em colapso, segue-se agora para o cálculo da flecha máxima atingida pela barra. Para este cálculo, a bibliografia pesquisada [28] e [29] apresentam fórmulas para o caso de uma barra em suspensão sujeita a uma carga no topo. A flecha máxima será a mesma, tanto na barra em suspensão como na simplesmente apoiada, sendo a carga aplicada e o comprimento metade do valor no primeiro caso.

3.2.3 Barra em Suspensão

Considerando uma barra em suspensão de comprimento l , secção retangular de largura b e altura $2h$, na qual é sujeita a uma força W no topo livre, a tensão de cedência será atingida primeiro no topo encastrado, no canto superior e inferior. Quando a carga W exceder W_y , as zonas plásticas aumentam simetricamente, e o momento de cedência M_y é atingido a uma distância a do topo livre. Então, se M_{fletor} é o momento de flexão em qualquer secção:

$$\frac{W_y}{W} = \frac{a}{l} \quad (3.13)$$

$$\frac{M_y}{M_{fletor}} = -\frac{x}{a} \quad (3.14)$$

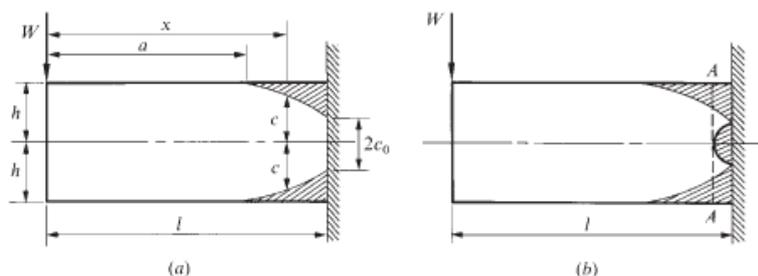


Figura 3.10. Barra em suspensão sujeita a flexão

Se c representa a altura do núcleo elástico, então $c/h=R/R_0$.

A variação da curva ao longo da barra produz uma forma complexa, definida como curva de flexão. Em peças onde o raio de curvatura é muito superior à espessura, as tensões que se desenvolvem segundo a espessura, podem ser consideradas nulas, o que equivale a dizer que a curvatura é desprezável. Permite-se assim tornar os cálculos mais simples para a maioria das aplicações. A relação entre momento de flexão e curvatura para um material elástico-perfeitamente plástico, sem encruamento é:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{R_Y}{R} = \frac{M_{\text{fletor}}}{M_Y} \quad |M_{\text{fletor}}| \leq M_Y \\ \frac{R_Y}{R} = \pm \left(3 - 2 \left| \frac{M_{\text{fletor}}}{M_Y} \right| \right)^{-\frac{1}{2}} \quad |M_{\text{fletor}}| \geq M_Y \end{array} \right. \quad (3.15)$$

Resulta então:

$$\left(\frac{c}{h} \right)^2 = 3 - 2 \frac{x}{a} = 3 - 2 \frac{x}{l} \left(\frac{W}{W_Y} \right) \quad (3.16)$$

Sendo v a flecha da flexão, então o declive $\frac{\partial v}{\partial x}$ é negativo e aumenta com x .

Consequentemente, a curvatura $\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}$ é sempre positiva e as equações diferenciais para a curvatura

tornam-se:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_Y \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{x}{a} \quad x \leq a \\ R_Y \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \left(3 - 2 \frac{x}{a} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad x \geq a \end{array} \right. \quad (3.17)$$

Após duas integrações obtém-se a equação dos deslocamento. Para $x=0$ temos:

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta = \delta_Y \left(\frac{W_Y}{W} \right)^2 \left[5 - \left(3 + \frac{W}{W_Y} \right) \sqrt{3 - 2 \frac{W}{W_Y}} \right] \\ \delta_Y = \frac{\sigma_Y l^2}{3Eh} \end{array} \right. \quad (3.18)$$

O valor de $W \leq 1,5W_Y$.

A matéria e as equações sobre plasticidade aqui apresentadas e explicadas terão especial interesse mais à frente no capítulo 4 quando forem apresentados os resultados dos ensaios de tração e flexão realizados para a obtenção das propriedades dos materiais utilizados na construção da estrutura grande reforço e na validação do software com ensaios experimentais, analíticos e numéricos.

3.3 Dinâmica de Estruturas

A abordagem ao dimensionamento do grande reforço do ponto de vista do seu comportamento dinâmico é considerada uma das áreas de investigação de extrema importância na atualidade. Neste subcapítulo são apresentados os conceitos básicos de dinâmica de estruturas.

A análise dinâmica diferencia-se da análise estática em dois pontos: as forças externas são dependentes do tempo; devido às acelerações surgem as forças de inércia. O modelo básico do sistema dinâmico é constituído por massa, mola e amortecedor, conforme pode ser visto na Figura 3.11. Este modelo é conhecido como tendo apenas um grau de liberdade, ou seja, o deslocamento possível do corpo de massa é na horizontal.

Considerando o diagrama de corpo livre da Figura 3.11, as forças de reação são:

- a força dada em função do deslocamento, $F_k(t) = ku$;
- a força de amortecimento em função da velocidade, $F_c(t) = c\dot{u}$;
- a inércia em função da aceleração, $F_m(t) = m\ddot{u}$.

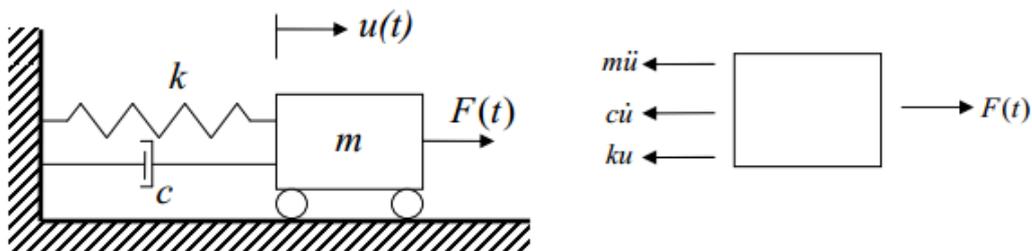


Figura 3.11. Modelo dinâmico e diagrama de corpo livre [30]

Neste exemplo a equação de equilíbrio fica:

$$F(t) = F_k(t) + F_c(t) + F_m(t) = m\ddot{u} + c\dot{u} + ku \quad (3.19)$$

A variável u representa o deslocamento a partir da posição inicial até à posição de equilíbrio. Os pontos por cima da variável representam a segunda e primeira derivada. Para o caso da análise estática, a derivada do deslocamento é nula, ficando $F(t) = ku$.

A variável k diz respeito à rigidez, no caso do modelo dinâmico a rigidez da mola. No entanto entenda-se que esta variável não é necessária ser diretamente proporcional ao deslocamento. Tal como foi visto no subcapítulo 3.2.1, a rigidez no domínio plástico não é linear, sendo por isso dada em função do deslocamento $k(u(t))$.

De acordo com a 2ª Lei de Newton, a força é proporcional à aceleração sendo a constante de proporcionalidade a massa do elemento representada pela variável m .

O amortecedor representado pela variável c relaciona a velocidade com as forças. O exemplo mais comum de amortecedor é denominado por amortecedor viscoso onde a força é diretamente proporcional à velocidade.

Na análise dinâmica pode-se ter duas situações. A vibração livre, em que não existe dissipação de energia (amortecimento) e também não existe uma força perturbadora $F(t)$, e começa-se de um deslocamento inicial. A segunda situação é a vibração forçada em que existe uma força perturbadora e amortecimento.

No caso do projeto desta Dissertação a força perturbadora entende-se como a força eletromagnética gerada durante o curto-circuito apresentada anteriormente pela equação (3.2). Pode-se ver nas referências [4], [5] e [6] o uso deste modelo para a situação de vibração forçada com vários graus de liberdade no estudo do comportamento dinâmico dos enrolamentos durante o curto-circuito em transformadores de potência do tipo core.

A equação utilizada para problemas dinâmicos utilizando o métodos de elementos finitos é [31]:

$$[M]^{t+\Delta t} \{\ddot{U}\} + [C]^{t+\Delta t} \{\dot{U}\} + [K]^{t+\Delta t} \{U\} = {}^{t+\Delta t} \{R\} \quad (3.20)$$

Onde:

$[M]$ - matriz de massa;

$[C]$ - matriz de amortecimento

$[K]$ - matriz de rigidez;

$\{\ddot{U}\}$ - vetor de aceleração;

$\{\dot{U}\}$ - vetor de velocidade;

$\{U\}$ - vetor de deslocamento;

$\{R\}$ - vetor de forças aplicadas.

A diferença entre a equação (3.19) e a equação (3.20) está no número de graus de liberdade. A equação (3.19), tal como é dito anteriormente, diz respeito apenas a um grau de liberdade. Enquanto que a equação (3.20) considera todos os graus de liberdade de todos elementos finitos que constituem o modelo.

Segundo Bathe [31] a equação (3.20) pode tornar-se difícil de calcular através de equações diferenciais, caso a ordem das matrizes seja demasiado elevada. Neste caso, usam-se procedimentos alternativos presentes na Tabela 3.2. Para o caso de domínio plástico e situações de contacto entre os corpos utilizam-se os métodos de integração direta.

Tabela 3.2. Métodos alternativos de integração [32]

Métodos de integração direta	Método de sobreposição modal
- Método de Newmark	- Mudança de bases para deslocamento modal generalizado
- Método de diferenças centrais	- Análise desconsiderando amortecimento
- Método de Houbolt	- Análise considerando amortecimento
- Método θ de Wilson	

A matéria aqui abordada sobre a dinâmica de estruturas será referida no capítulo 6 de acordo com os métodos utilizados pelo software em simulações não-lineares dinâmicas.

Outro aspeto importante é conhecer os processos iterativos e métodos de integração possíveis de serem utilizados nas simulações do *SolidWorks Simulation*, assim como quais os mais indicados para os casos apresentados nos capítulos 5 e 6.

3.3.1 Métodos Iterativos

O uso de métodos numéricos permite resolver problemas matemáticos de forma aproximada, ou seja, não têm uma solução exata. Muitos desses métodos são iterativos, no caso do *SolidWorks Simulation* utiliza o *Newton-Raphson* e o *Modified Newton-Raphson*, conforme a Figura 3.12.

Tal como o próprio nome indica, o método consiste em repetir o cálculo ao longo de várias iterações de modo a que o resultado seja mais preciso que a iteração anterior. A cada iteração $i + 1$, os valores de entrada são os calculados na iteração anterior i .

Outro aspeto importante é o critério de convergência, isto é, qual a precisão pretendida entre o resultado calculado e o resultado real. O aumento da convergência pode aumentar muito o número de iterações necessárias e com isso o tempo de processamento.

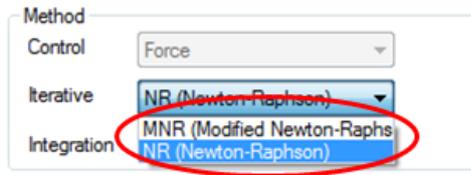


Figura 3.12. Métodos iterativos do *SolidWorks Simulation*

O método *Newton-Raphson* consiste em calcular a raiz de uma função real $\{F(U)\} = \{{}^{t+\Delta t}R\}$ da Figura 3.13 a) usando o processo iterativo. Este método é calculado usando a seguinte equação [31]:

$${}^{t+\Delta t}K^{(i-1)}\{\Delta U\}^{(i)} = {}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^{t+\Delta t}\{F\}^{(i-1)} \quad (3.21)$$

Sendo:

$${}^{t+\Delta t}K^{(i-1)} = \left[\frac{\partial F}{\partial U} \right]_{t+\Delta t U^{(i-1)}} ;$$

$$\{\Delta U\}^{(i)} = {}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i)} - {}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i-1)}$$

O método *Modified Newton-Raphson* apenas se diferencia num aspeto em relação ao método anterior. A rigidez tangencial tK não sofre reformulações em cada iteração, o seu valor é mantido constante desde a primeira iteração. Isto significa que se mantém a mesma inclinação da reta em todas as interações. Este método requer um maior número de interações, no entanto é aconselhado para sistemas de equações não-lineares. A Figura 3.13 ajuda a interpretar melhor os dois métodos apresentados pelas equações (3.21) e (3.22) respetivamente.

A equação (3.22) [31] indica a expressão geral do método:

$${}^tK\{\Delta U\}^{(i)} = {}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^{t+\Delta t}\{F\}^{(i-1)} \quad (3.22)$$

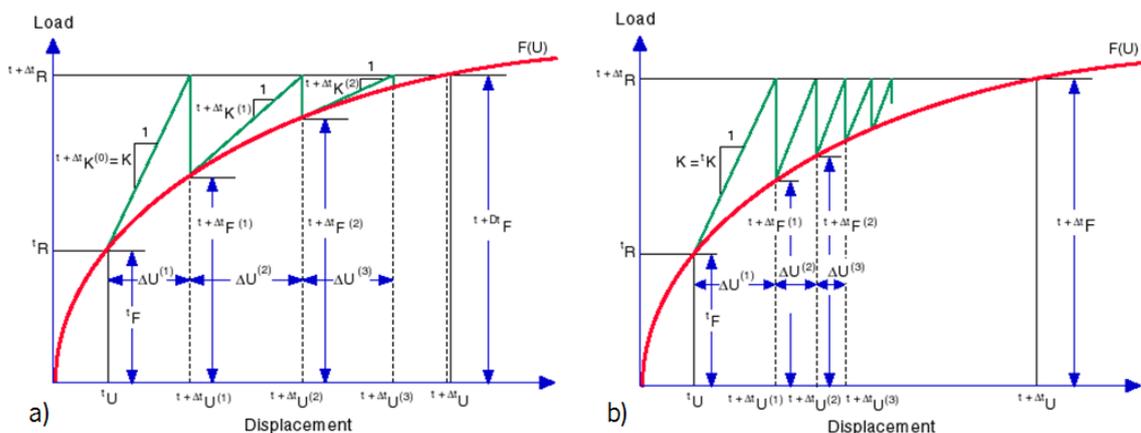


Figura 3.13. Métodos Iterativos: a) *Newton-Raphson*; b) *Modified Newton-Raphson*

3.3.2 Método de Integração

Os métodos de integração permitem calcular os deslocamentos, as velocidades e as acelerações dos graus de liberdade dos modelos de elementos finitos em vários instantes de tempo. Estes métodos podem ser divididos em dois, conforme visto na Tabela 3.2: integração direta; sobreposição modal.

Os métodos de integração direta utilizam um número de equações correspondente ao número de graus de liberdade dos nós do modelo de elementos finitos. Enquanto que o método de sobreposição modal depende dos modos de vibração do modelo, no entanto está restringido a análises lineares. Os métodos de integração utilizados pelo software são o *Newmark*, *Wilson-Theta* e *Central Difference* ilustrados na Figura 3.14.

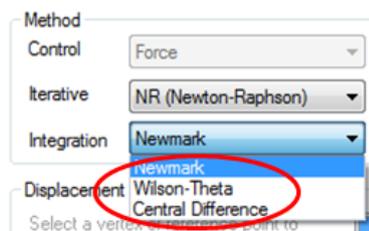


Figura 3.14. Métodos de Integração do *SolidWorks Simulation*

Sendo os métodos utilizados pelo software de integração direta, e uma vez que o objetivo deste subcapítulo é apenas apresentar de forma simples e resumida os métodos de integração com importância para o projeto realizado, a explicação seguinte apenas aborda esta área. Na referência [31] é possível encontrar a explicação para estes métodos e para os métodos de sobreposição modal.

Os métodos de integração direta distinguem-se por não realizarem nenhuma transformação na integração das equações de equilíbrio, e utilizar algoritmos com incrementos de tempo. Nesses incrementos a partir do instante t com valores conhecidos calcula-se os valores para $t + \Delta t$, e assim sucessivamente. Estes métodos baseiam-se em dois pressupostos: existe variação de deslocamento, velocidade e aceleração; existe equilíbrio nos instantes de tempo calculados.

3.3.2.1 Método *Newmark*

O método de integração *Newmark* é dos métodos de integração mais conhecido, frequentemente utilizado em problemas de domínio temporal, e em problemas com forças de inércia.

Este método define que o deslocamento de cada grau de liberdade é aproximado por uma série de Taylor, tomando a sua terceira derivada como sendo nula assumindo assim a aceleração como constante. A aceleração toma o valor médio no intervalo analisado. Utilizando como suposições as seguintes equações:

$${}^{t+\Delta t}\{\dot{U}\} = {}^t\{\dot{U}\} + \left[(1-\psi) {}^t\{\ddot{U}\} + \psi {}^{t+\Delta t}\{\ddot{U}\} \right] \Delta t \quad (3.23)$$

$${}^{t+\Delta t}\{U\} = {}^t\{U\} + {}^t\{\dot{U}\} \Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \gamma \right) {}^t\{\ddot{U}\} + \gamma {}^{t+\Delta t}\{\ddot{U}\} \right] \Delta t \quad (3.24)$$

Sendo γ e ψ parâmetros obtidos por integração. É possível substituir nas equações (3.20), (3.23) e (3.24), definindo assim as condições iniciais para o problema e iniciar o processo de iteração.

3.3.2.2 Método *Wilson-Theta*

No método *Wilson-Theta* assume-se que a variação da aceleração entre t e $t + \theta \Delta t$ é linear onde $\theta \geq 1$, conforme pode ser visto na Figura 3.15. Para obter a solução dos deslocamentos, velocidades e acelerações para $t + \Delta t$ usando a equação (3.20) é considerado $t + \theta \Delta t$ obtém-se:

$$[M] {}^{t+\theta \Delta t}\{\ddot{U}\} + [C] {}^{t+\theta \Delta t}\{\dot{U}\} + [K] {}^{t+\theta \Delta t}\{U\} = {}^{t+\theta \Delta t}\{\bar{R}\} \quad (3.25)$$

Onde:

$${}^{t+\theta \Delta t}\{\bar{R}\} = {}^t\{R\} + \theta \left({}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^t\{R\} \right) \quad (3.26)$$

$${}^{t+\theta \Delta t}\{\ddot{U}\} = \frac{6}{\theta^2 \Delta t} \left({}^{t+\theta \Delta t}\{U\} - {}^t\{U\} \right) - \frac{6}{\theta \Delta t} {}^t\{\dot{U}\} - 2 {}^t\{\ddot{U}\} \quad (3.27)$$

$${}^{t+\theta \Delta t}\{\dot{U}\} = \frac{3}{\theta \Delta t} \left({}^{t+\theta \Delta t}\{U\} - {}^t\{U\} \right) - 2 {}^t\{\dot{U}\} - \frac{\theta \Delta t}{2} {}^t\{\ddot{U}\} \quad (3.28)$$

Substituindo as equações (3.26), (3.27) e (3.28) na equação (3.25) é possível realizar o processo de integração.

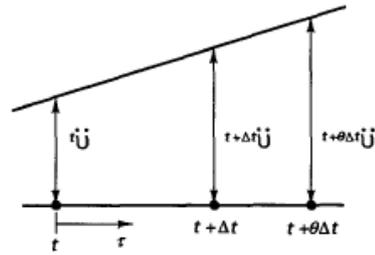


Figura 3.15. Aceleração linear segundo o método *Wilson-Theta* [31]

3.3.2.3 Método *Central Difference*

O método *Central Difference* baseia-se nas derivadas da equação de movimento. Temos o exemplo da Figura 3.16. As equações da velocidade e da aceleração no instante t são apresentadas pelas equações (3.29) e (3.30) respetivamente.

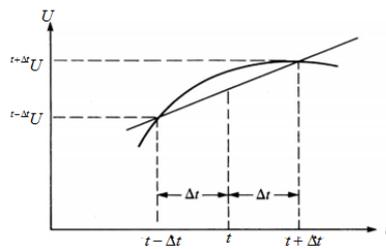


Figura 3.16. Função de movimento e variação entre dois pontos

$${}^t\{\dot{U}\} = \frac{1}{2\Delta t} \left({}^{t+\Delta t}\{U\} - {}^{t-\Delta t}\{U\} \right) \quad (3.29)$$

$${}^t\{\ddot{U}\} = \frac{1}{\Delta t^2} \left({}^{t-\Delta t}\{U\} - 2{}^t\{U\} + {}^{t+\Delta t}\{U\} \right) \quad (3.30)$$

Introduzindo estas duas equações na equação (3.20), pode-se resolver ${}^{t+\Delta t}\{U\}$ obtendo-se:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2}[M] + \frac{1}{2\Delta t}[C] \right) {}^{t+\Delta t}\{U\} = {}^t\{R\} - \left([K] - \frac{2}{\Delta t^2}[M] \right) {}^t\{U\} - \left(\frac{1}{\Delta t^2}[M] - \frac{1}{2\Delta t}[C] \right) {}^{t-\Delta t}\{U\} \quad (3.31)$$

4 Planificação do Trabalho Experimental

No presente capítulo pretende-se apresentar as metodologias e equipamentos utilizados nos ensaios experimentais escolhidos para obter as propriedades dos materiais posteriormente analisados nos capítulos 5 e 6.

Os ensaios experimentais realizados no âmbito desta Dissertação, foram todos realizados nas instalações do Laboratório de Ensaio de Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica, com recurso aos equipamentos existentes.

As operações de maquinagem para a obtenção dos provetes, à exceção do corte de plasma, foram realizadas nas Oficinas de Apoio do Departamento de Engenharia Mecânica, entre as quais o corte de barras, torneamento de provetes cilíndricos na CNC e fresagem da lateral dos provetes de chapa.

Dos ensaios de tração realizados pretende-se obter os valores da tensão de cedência, tensão de rotura, módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e curva tensão verdadeira-extensão verdadeira no domínio plástico. Todos os ensaios apresentados têm a particularidade da monitorização ser feita no regime elástico e plástico.

O ensaio à flexão, também em regime elasto-plástico, será posteriormente analisado no subcapítulo 5.1, juntamente com os métodos analíticos e numéricos.

4.1 Análise de Novos Materiais para o Grande Reforço

Os materiais estudados para serem utilizados no fabrico do grande reforço foram apresentados pela Efacec, entre eles tem-se o S275, S355, Imex 700 e o Weldox 700. Estas ligas de aço podem ser divididas em dois tipos, aço estrutural e aço de alta resistência.

O aço estrutural é normalmente um material bastante dúctil, ou seja, tem uma grande percentagem de deformação antes da fratura. A sua grande utilização em diversas áreas faz com que haja um bom conhecimento sobre este material. No entanto, apresenta valores de tensão de cedência e rotura baixos comparados com outros tipos de aço, isso implica a necessidade de seções maiores, e com isso pode resultar numa estrutura mais pesada.

Por outro lado o aço de alta resistência apresenta valores altos de tensão de cedência. No caso do Imex 700 e do Weldox 700 são aços dual-phase, isto é, a sua microestrutura é constituída por duas fases, a martensite e a ferrite, que na Figura 4.1 aparecem na zona amarela. Ao contrário das ligas de aço com tensões de cedência altas e baixa ductilidade, os aços dual-phase conseguem além de ter tensões de cedências elevadas, devido à martensite, também apresentar uma boa capacidade de deformação, graças à ferrite.

A Figura 4.1 representa a relação entre a tensão de cedência de um aço e a sua ductilidade. Os aços de alta resistência, entre os quais os dual-phase, têm sido alvo de muitas investigações e desenvolvimentos ao longo dos últimos anos, principalmente por parte da indústria aeronáutica e automóvel, tanto para aumentar a segurança mas também para reduzir peso nas estruturas dos transportes.

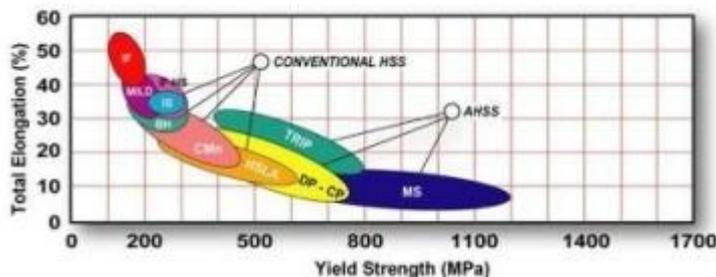


Figura 4.1. Classificação das ligas de aço

A resistência a grandes cargas e a sua capacidade de deformação para amortecer o impacto faz com que os aços de alta resistência sejam ideais para os sistemas de segurança de estruturas de meios de transporte, como no caso de um veículo automóvel, o para-choques, os pilares, a barra lateral da porta, entre outros.

Também no contexto dos transformadores este tipo de material apresenta as suas vantagens. A sua elevada capacidade para resistir às tensões provenientes dos esforços eletromagnéticos, poderá permitir uma considerável redução no peso da estrutura do grande reforço. Uma das desvantagens do Imex 700 e do Weldox 700 é a sua dificuldade de aquisição, uma vez que não existem muitos fornecedores deste material. No entanto, no caso deste projeto, a análise dos materiais estará relacionada com a sua resistência e a sua influência no peso final do grande reforço.

4.1.1 Ensaios de Tração dos Novos Materiais

Como primeiro passo na análise estrutural do grande reforço, foi necessário obter-se as propriedades mecânicas das quatro ligas de aço, uma vez que a informação presente em catálogo nem sempre corresponde à que é pretendida para efeito de investigação. A razão para isso é que dependendo dos tipos de processos de fabrico, tratamentos térmicos que o material é sujeito durante a sua produção e até mesmo a zona da chapa, as propriedades desse mesmo material podem divergir.

Para a obtenção das propriedades mecânicas das ligas de aço foram utilizados provetes de secção retangular obtidos a partir de chapas de 12 mm. O facto de se utilizar uma espessura de 12 mm fez com que os provetes tivessem que ter uma dimensão considerável para satisfazer a norma ISO 6892-1:2009, tipo D [33], cujo o desenho técnico está presente na Figura 4.2.

Houve a preocupação de maquinar os provetes no sentido paralelo e perpendicular à laminagem, pois as propriedades variam consoante a sua direção.

Foram então preparados cinco provetes em cada direção, obtendo-se no total 40 provetes. A razão para se maquinar cinco provetes de cada série, é porque para os ensaios serem válidos tem de haver no mínimo três ensaios corretamente realizados. Então decidiu-se maquinar mais dois por razões de segurança, uma vez que podem acontecer imprevistos durante o ensaio, como por exemplo o provete não romper na zona de leitura do extensómetro ou haver alguma falha na leitura dos resultados obtidos.

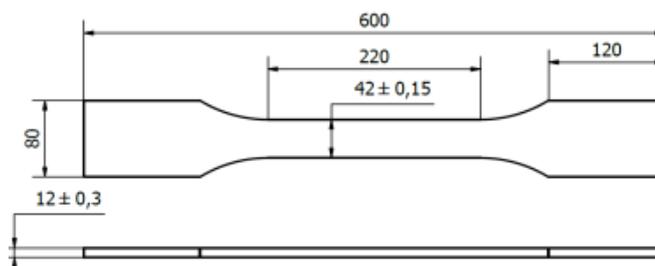


Figura 4.2. Dimensões do provete ISO 6892-1:2009 tipo D

Para a realização dos ensaios de tração, foi utilizado a máquina de ensaios servo-hidráulica DARTEC modelo M1000 L2-1, ilustrado na Figura 4.3, com uma capacidade de carga máxima de 600 kN.



Figura 4.3. DARTEC modelo M1000 L2-1

Os ensaios de tração efetuados são um pouco mais complexos do que os que normalmente se realizam. Além de se pretender obter as propriedades mecânicas de cada um dos materiais no domínio elástico, quer-se também obter a curva tensão-extensão no domínio plástico. Isto porque os métodos numéricos usados no estudo elasto-plástico da estrutura requerem essa informação para posteriormente a processarem na realização das simulações não-lineares com modelos plásticos.

A medição da deformação transversal do provete para a obtenção do valor do coeficiente de Poisson, mostrou-se ser uma tarefa bastante complexa. Uma das soluções possíveis, a que normalmente é utilizada, era usar extensómetros eletrónicos como os representados na Figura 4.4. Infelizmente este tipo de equipamento só pode ser usado apenas num ensaio, isto porque a deformação do provete é superior à capacidade de deformação do extensómetro, e como este se encontra colado ao provete acaba por ser destruído durante o ensaio. Decidiu-se então, para que a solução dos extensómetros eletrónicos não ficasse muito dispendiosa, se deveria de utilizar apenas um em cada provete de cada série. Para os restantes foi necessário arranjar outra solução utilizando os extensómetros mecânicos.



Figura 4.4. Extensómetros eletrónicos

No mercado existem extensómetros mecânicos apropriados para a leitura da deformação transversal, um exemplo está representado na Figura 4.5. Infelizmente o Laboratório de Ensaios de Materiais não possuiu este tipo de extensómetro, e a sua aquisição também não foi possível uma vez que o seu preço é bastante elevado. Após várias ideias, a solução encontrada foi a que está representada na Figura 4.6, adaptar um extensómetro de leitura axial de maneira a permitir a monitorização da deformação transversal.



Figura 4.5. Extensómetro transversal INSTRON W-E404



Figura 4.6. Extensómetros mecânicos

O extensómetro mecânico utilizado para monitorizar a deformação axial foi o SANDNER modelo EXA 100-10, presente na Figura 4.7, com as características presentes na Tabela 4.1.



Figura 4.7. Extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10 [19]

Tabela 4.1. Características do extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10 [19]

Comprimento	Gama de medição	Erro Máximo de Leitura	Força de Ativação
100 mm	+/- 10 mm	+/- 0,2 %	2,5 N

A deformação medida no sentido transversal foi feita utilizando o extensómetro mecânico MTS modelo 632 12C-20, ilustrado na Figura 4.8 cujas características estão apresentadas na Tabela 4.2. A sua fixação ao provete é assegurada por uma mola em arame e dois braços adaptados ao extensómetro conforme a Figura 4.6. Os braços permitem que o comprimento de leitura do extensómetro passe de 25 mm para 42 mm, a largura do provete.



Figura 4.8. Extensómetro mecânico MTS modelo 632 12C-20 [19]

Tabela 4.2. Características do extensómetro mecânico MTS modelo 632 12C-20 [19]

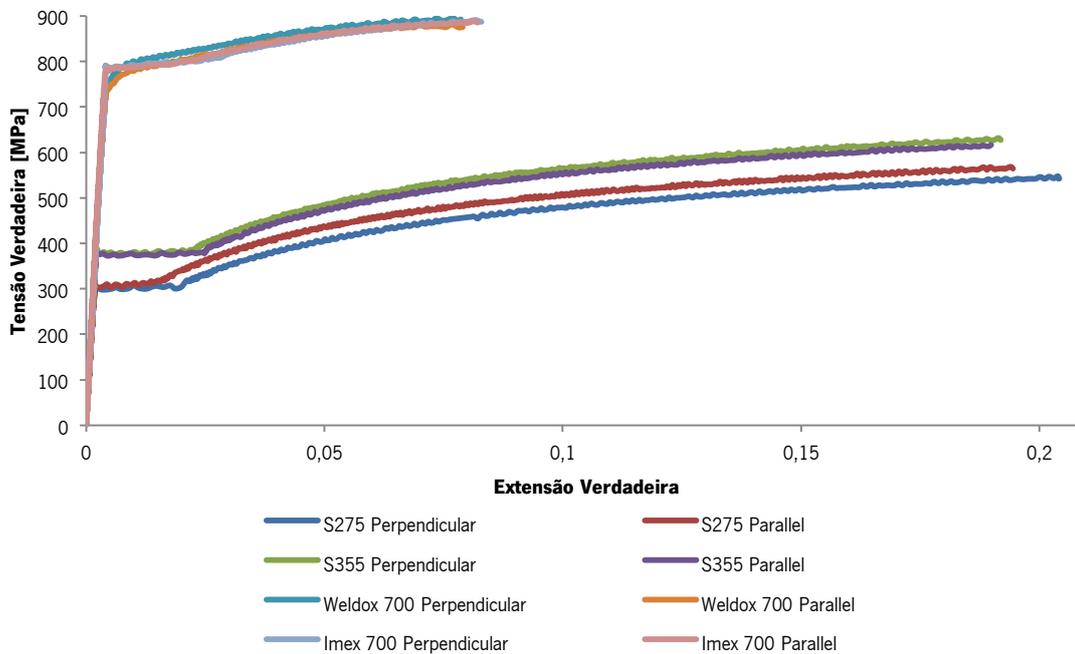
Comprimento	Gama de medição	Erro Máximo de Leitura
25 mm	+ 12,5 / -2,5 mm	+/- 0,21 %

Depois dos ensaios realizados, foi necessário trabalhar os dados monitorizados utilizando para isso folhas de cálculo no programa *Microsoft Excel*. Com os valores nominais da tensão e extensão dos ensaios de tração, e utilizando as equações (3.3) e (3.4) foi possível obter-se as curvas tensão verdadeira-extensão verdadeira para cada provete. As curvas do Gráfico 4.1 representam de forma resumida as curvas verdadeiras dos materiais, uma de cada série. A representação das curvas de todos os provetes ensaiados assim como toda a explicação mais pormenorizada destes ensaios estão presentes na referência [19]. Os valores das propriedades mecânicas e a curva no domínio plásticos dos quatro tipos de aço considerados nas simulações dos capítulos 5 e 6 estão presentes no Anexo A.

É importante referir que as curvas obtidas nestes ensaios não estão completas, ou seja, os valores não vão até ao momento da fratura dos provetes. Apenas indicam os valores próximos da tensão de rotura no caso do Weldom 700 e do Imex 700. No caso do S275 e S355, uma vez que têm uma grande percentagem de deformação, os dados das curvas vão até ao momento em que é retirado

o extensómetro axial, quando este atinge o máximo de abertura possível, que é de 110 mm (aproximadamente 22 %).

Gráfico 4.1. Curvas tensão verdadeira-extensão verdadeira dos materiais



A partir do Gráfico 4.1 é possível, tal como foi dito anteriormente, dividir os quatro tipos de aço em dois grupo, aço estrutural e aço de alta resistência. Em todos os ensaios sem exceção, os valores da tensão de cedência superaram os valores apresentados pelos fabricantes.

Comparando os dois grupos pode-se afirmar que os aços estruturais S275 e S355 conseguem absorver mais energia de deformação. Mas embora a capacidade de absorção de energia seja um fator importante, não se pode esquecer que as estruturas projetadas para a função de segurança como o caso do grande reforço têm de garantir que a absorção da energia é feita por este e não por outros componentes. Um dos requisitos principais da estrutura é o dimensionamento à rigidez, isto é, tal como as pontes ou componentes de segurança automóvel, a deformação que o grande reforço é bastante limitada. As quatro vigas em caixão que compõem o grande reforço estão limitadas em termos de flecha, isto porque deve ser garantido que tanto as bobinas como o circuito magnético mantêm o seu correto posicionamento. Outros componentes, como o caso das cunhas de madeira que fixam os dois grandes reforços à parte ativa, também não se podem movimentar excessivamente quando situações como o curto-circuito ocorrem. Existem variados componentes que não se podem movimentar nem mesmo estarem sujeitos a grandes esforços mecânicos, já que podem por em risco o funcionamento do transformador de potência.

Uma vez obtidas as curvas de tensão verdadeira-extensão verdadeira, o passo seguinte foi introduzir esses valores no software e simular as situações de curto-circuito em ensaios estáticos e dinâmicos não-lineares.

4.2 Viga Simplesmente Apoiada

Nos ensaios experimentais da viga simplesmente apoiada foi necessário numa primeira fase obter as propriedades mecânicas e a curva tensão verdadeira-extensão verdadeira do material que se queria ensaiar. Devido a alguns imprevistos e algumas falhas cometidas, foram ensaiadas barras de duas secções quadradas com áreas diferentes, 40 mm e 20 mm de lado.

Tal como nos ensaios anteriores a metodologia do ensaio foi a mesma, ou seja, deixar o extensómetro mecânico SANDNER monitorizar a deformação até este atingir a abertura máxima ou o provete atingir a tensão de rotura.

O objetivo destes ensaios foi obter as propriedades do material da barra para posteriormente comparar os resultados do ensaio experimental com o método analítico e numérico. Essa comparação indicará qual o nível de confiabilidade que estes métodos podem ter e quais as variáveis mais sensíveis nos ensaios com modelos elasto-plásticos.

4.2.1 Primeiros Ensaios de Tração do Material da Viga

Inicialmente utilizou-se um varão quadrado com 40 mm de lado e 1000 mm de comprimento, fornecido pela empresa Efacec. Deste varão foram cortados dois provetes, cada um com 180 mm de comprimento. Depois de serem cortados e maquinados na CNC da Oficina de Apoio do Departamento de Mecânica, os provetes cujas dimensões estão ilustradas na Figura 4.9 foram utilizados em ensaios de tração para obter as tais propriedades do material.

A norma utilizada foi a DIN 50125:2009-07[34] para o provete tipo C. A razão de se utilizar uma norma diferente da utilizada nos provetes de chapa deve-se exclusivamente aos apoios existentes no Laboratório de Ensaio de Materiais presentes na Figura 4.10, que têm uma geometria com dimensões diferentes dessa norma. Na Tabela 4.3 estão presentes todos os parâmetros destes ensaios de tração.

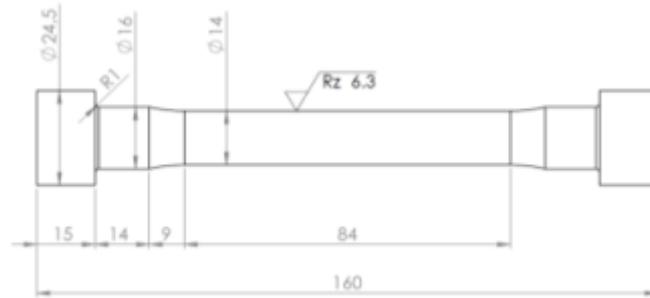


Figura 4.9. Provete DIN 50125:2004-01 tipo C diâmetro 14 mm



Figura 4.10. Encaixe de provetes cilíndricos

Tabela 4.3. Parâmetros dos ensaios de tração dos provetes cilíndricos com 14 mm de diâmetro

Tipo de Ensaio	Medidas dos Provetes	Número de Provetes	Máquina de Ensaio	Equipamento de monitorização	Informação recolhida	Características Pretendidas
Tração	Norma DIN 50125:2009-07 Tipo C diâmetro 14 mm	2	DARTEC modelo M1000 L2-1	Extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10	-Força -Deformação	-Tensão de cedência -Módulo de Elasticidade -Curva elasto-plástica

Devido a problemas na oscilação da força exercia pela máquina de ensaios DARTEC, os ensaios de tração realizados (Figura 4.11) não permitiram obter corretamente as propriedades do material. Foi então necessário fabricar outros provetes a partir do varão inicial. Desta vez, de maneira a economizar o material, mandou-se maquinar quatro provetes mais pequenos. Partindo de um varão com 120 mm de comprimento obtido a partir do varão inicial, foram obtidos quatro barras quadradas com 20 mm de lado e 120 mm de comprimento. As barras foram maquinadas segundo as dimensões do provete da Figura 4.12.

Infelizmente, com o resto do material do varão apenas foi possível obter-se duas barras, cada uma com 260 mm de comprimento. Os parâmetros deste ensaio estão apresentados na Tabela 4.4.



Figura 4.11. Ensaio à tração: secção 40x40 mm

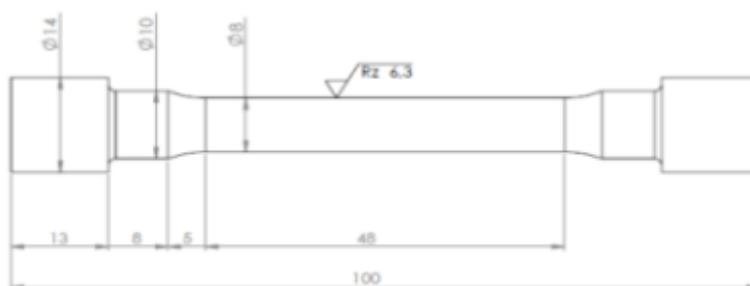


Figura 4.12. Provette DIN 50125:2004-01 tipo C diâmetro 8 mm

Tabela 4.4. Parâmetros dos ensaios de tração dos provetes cilíndricos com 8 mm de diâmetro

Tipo de Ensaio	Medidas dos Provetes	Número de Provetes	Máquina de Ensaios	Equipamento de monitorização	Informação recolhida	Características Pretendidas
Tração	Norma DIN 50125:2004-01 Tipo C diâmetro 8 mm	4	DARTEC modelo M1000 L2-1	Extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10	-Força -Deformação	-Tensão de cedência -Módulo de Elasticidade -Curva elasto-plástica

Os resultados destes ensaios estão representados no Gráfico 4.2, e como se pode ver pela sobreposição das curvas os resultados são bastantes próximos uns dos outros. Os valores do provete 2 foram perdidos porque foram substituídos pelos do provete 3 involuntariamente. As propriedades mecânicas da barra quadrada com 40 mm resultantes destes ensaios são:

- módulo de elasticidade: 206 GPa;
- tensão de cedência: 275 MPa.

De seguida passou-se para o ensaio experimental à flexão da barra com os parâmetros apresentados na Tabela 4.5. Tal como é mostrado na Figura 4.13, os dados são recolhidos com o auxílio do extensómetro SANDNER fixado a meio do comprimento da barra na zona onde a flecha é

maior, estando também fixo à base dos apoios. O pormenor da sua fixação pode ser visto na Figura 4.14. Os apoios da barra estão afastados 230 mm entre si.

Gráfico 4.2. Ensaio de tração: provetes de diâmetro 8 mm

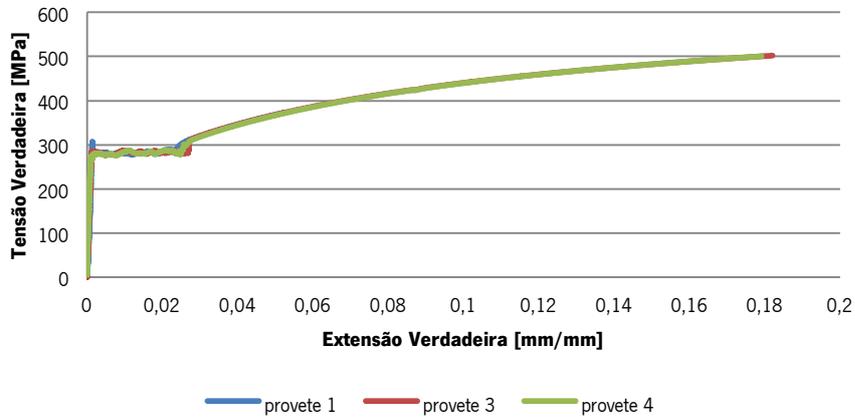


Tabela 4.5. Parâmetros dos ensaios de flexão das vigas com 260 mm de comprimento

Tipo de Ensaio	Medidas dos Provetes	Número de Provetes	Máquina de Ensaios	Equipamento de monitorização	Informação recolhida	Características Pretendidas
Flexão	-Secção 40x40 mm -Comprimento de 260 mm	2	DARTEC modelo M1000 L2-1	Extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10	-Força -Flecha	-Curva força-flecha

Também nestes ensaios surgiu um imprevisto na execução do segundo ensaio. Durante a sua preparação, a máquina de ensaios de forma imprevisível iniciou um movimento descendente, nessa mesma altura o segundo provete já se encontrava colocado sobre os apoios. Devido ao rápido movimento da máquina não houve forma de evitar que o provete tivesse ficado inutilizável para o ensaio depois deste acidente. Sendo assim, só foi possível obter os resultados do primeiro ensaio.



Figura 4.13. Ensaio à flexão: secção 40x40 mm

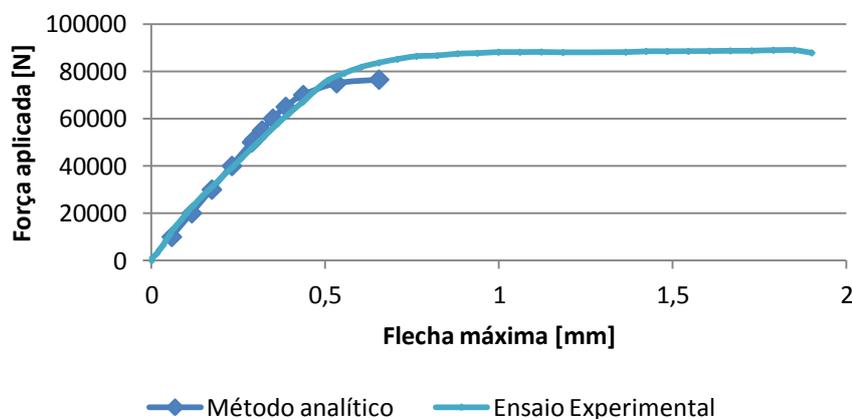


Figura 4.14. Pormenor da fixação do extensómetro no ensaio à flexão

Após a realização do ensaio à flexão, comparou-se este método com os resultados do método analítico, ilustrado no Gráfico 4.3. O ensaio experimental mostra que a barra entra em colapso quando a força aplicada atinge os 90000 N, enquanto que segundo o método analítico o colapso deveria ser atingido aos 76500 N, mostrando um erro de 15 %. Além disso, a inclinação inicial da curva no domínio elástico do método analítico é maior que a do ensaio experimental.

A justificação para que os resultados dos diferentes métodos sejam bastante diferentes, e com isso os resultados experimentais não podem ser aceites, é porque segundo a literatura para que um sólido contínuo seja considerado uma barra a razão entre o comprimento e a largura deve ser superior a 10. Isto porque nos métodos analíticos utilizados no cálculo de barras, as tensões segundo a altura e a espessura são desprezadas. No entanto apenas se pode desprezar estas tensões caso o comprimento seja bastante superior à secção, a tal razão de 10 referida anteriormente. Devido a este erro decidiu-se repetir todo o processo novamente.

Gráfico 4.3. Método analítico e experimental da barra 40x40



4.2.2 Segundos Ensaios de Tração do Material da Viga

Nos segundos ensaios à flexão descritos na Tabela 4.6 optou-se por utilizar um varão de secção quadrada com 20 mm de lado, de modo a que o comprimento necessário para o ensaio à flexão não fosse muito grande, ou seja, ter um comprimento igual ou superior a 200 mm.

Nestes ensaios foi decido utilizar provetes de secção quadrada com 20 mm de lado, aproveitando já as dimensões da barra que respeitam a norma ISO 6892-1:2009 tipo D [33], uma vez que a maquinaria de novos provetes aumentaria ainda mais o atraso deste projeto. A Figura 4.15 representa estes novos ensaios de tração. As propriedades obtidas através dos ensaios de tração estão ilustradas no Gráfico 4.4. Os valores introduzidos no software para o método numérico foram:

- módulo de elasticidade: 203 GPa;
- coeficiente de Poisson: 0,27
- tensão de cedência: 358 MPa;

Tabela 4.6. Parâmetros dos ensaios de tração dos provetes quadrados com 20 mm de lado

Tipo de Ensaio	Medidas dos Provetes	Número de Provetes	Máquina de Ensaios	Equipamento de monitorização	Informação recolhida	Características Pretendidas
Tração	Norma ISO 6892-1:2009 Tipo D 20 mm	3	DARTEC modelo M1000 L2-1	Extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10	-Força -Deformação	-Tensão de cedência -Módulo de Elasticidade -Curva elasto-plástica



Figura 4.15. Ensaio à tração: secção 20x20

A curva utilizada pelo software na análise não-linear está representada no Gráfico 4.5. Os valores dessa curva dizem respeito apenas ao domínio plástico, uma vez que a deformação no domínio elástico é obtida através do módulo de elasticidade.

Gráfico 4.4. Curva tensão-extensão

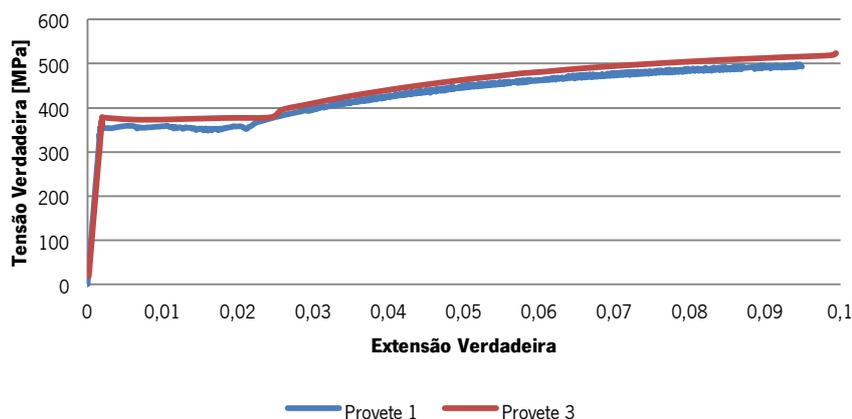
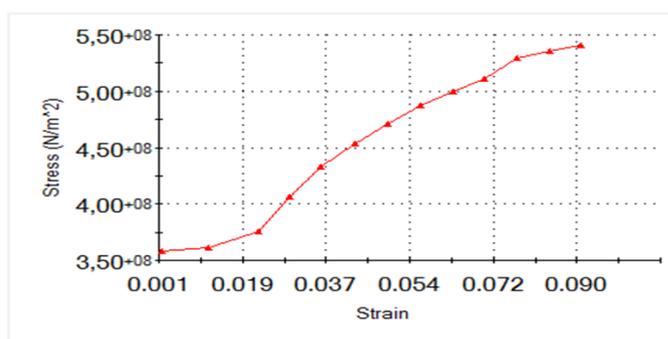


Gráfico 4.5. Curva tensão verdadeira-extensão verdadeira no SolidWorks Simulation



4.2.3 Preparação do ensaio de flexão

Embora os primeiros ensaios realizados à flexão não permitiram a comparação com os métodos analítico e numérico devido a erros cometidos, a sua análise chamou a atenção para alguns parâmetros de ensaio que não estavam a ser tidos em conta. A já referida relação entre a secção e o comprimento da barra, mas também a flecha da barra antes e depois de atingir a cedência.

A flecha máxima para a qual a barra atinge a tensão de cedência é de extrema importância, uma vez que é essencial ter uma boa resolução dos dados monitorizados da sua variação ao longo do ensaio, principalmente no domínio elástico onde o seu valor é menor.

O valor da flecha máxima no domínio elástico foi estabelecido para aproximadamente 3 mm, a partir deste valor e utilizando os métodos analíticos da Teoria da Elasticidade determinou-se que a distância entre apoios deveria de ser 450 mm. De seguida é explicado de que forma se planeou os novos ensaios à flexão.

No ensaio experimental de flexão foi necessário, antes de tudo, determinar a força necessária a aplicar para que a barra atingisse a cedência para assim saber qual a máquina mais indicada para este

ensaio. Sabendo que os apoios estão afastados 450 mm basta aplicar a equação (3.8), e o resultado é de 4242 N.

Uma vez que a carga a aplicar é relativamente pequena, utilizou-se a máquina de ensaios INSTRON 8874, ilustrada na Figura 4.16 cuja força máxima é de 25 kN. A Figura 4.17 mostra o pormenor do sistema utilizado para a medição da flecha máxima, situada a meio vão, utilizando o extensómetro mecânico MTS.

Devido à abertura do extensómetro ser bastante reduzida comparada com a distância entre a barra e a base dos apoios, 25 mm e 80 mm respetivamente, foi necessário adaptar um sistema que permitisse ler o deslocamento da barra durante o ensaio. Para isso utilizaram-se dois cilindros, um fixo à barra através de um pino, e o outro fixo diretamente à base.

O pino é fixo à barra através de um furo e cola para o fixar. Aqui houve a preocupação de se usar uma broca de 1,5 mm de diâmetro de modo a que o furo tivesse pouca influência no comportamento e resistência da barra. Aos dois cilindros é então fixado, através de elásticos, o extensómetro de leitura conforme a Figura 4.17. Uma vez que a gama de leitura do extensómetro quando fecha é de apenas 2,5 mm, teve-se o cuidado de no início do ensaio colocá-lo totalmente aberto, de modo a que a gama de leitura passa-se de 2,5 mm para 15 mm.

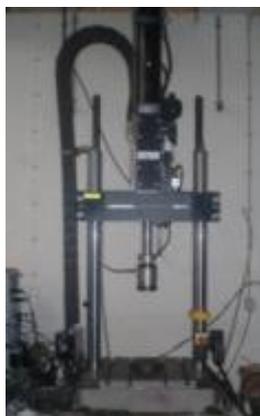


Figura 4.16. Máquina de ensaios INSTRON 8874

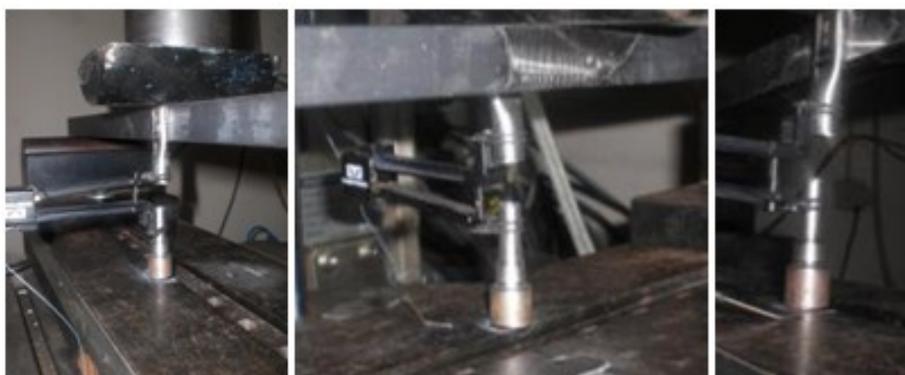


Figura 4.17. Pormenor da fixação do extensómetro mecânico

À medida que a carga é aplicada, o cilindro e o pino têm um deslocamento igual ao da barra. Juntamente com o cilindro move-se também um dos braços do extensómetro enquanto o outro fica imóvel. O espaçamento inicial entre os cilindros é superior à gama de leitura do extensómetro, assim garante-se que não há contacto entre eles durante a leitura dos dados. Os resultados destes ensaios são apresentados e discutidos no subcapítulo 5.1.1 de acordo com os parâmetros da Tabela 4.7.

Tabela 4.7. Parâmetros dos ensaios de flexão das vigas com 260 mm de comprimento

Tipo de Ensaio	Medidas dos Provetes	Número de Provete	Máquina de Ensaio	Equipamento de monitorização	Informação recolhida	Características Pretendidas
Flexão	-Secção 20x20 mm -Comprimento de 450 mm	3	INSTRON 8874	Extensómetro mecânico MTS modelo 632 12C-20	-Força -Flecha	-Curva força-flecha

5 Validação da Análise Estática com Modelos Não-Lineares

Um dos objetivos desta Dissertação é analisar de que forma a análise elasto-plástica pode beneficiar o dimensionamento de estruturas sujeitas a esforços mecânicos. Devido à complexidade dos modelos não-lineares é importante saber até que ponto os resultados das simulações podem ser considerados em problemas reais. Perceber quais as limitações do software através da sua validação, permite à pessoa que o utiliza saber se as simulações e os resultados obtidos se aproximam ou não do comportamento na realidade. Saber até que ponto o software utilizado é viável representa assim um ponto-chave para os projetistas.

Partindo de um exemplo simples, como é o caso da viga simplesmente apoiada, pretende-se perceber qual a precisão dos modelos numéricos usados pelo software, assim como também saber quais as variáveis críticas nas simulações deste género.

Sabendo que o grande reforço é obtido por várias chapas soldadas entre si, outro ponto importante é a validação do modelo geométrico e entender qual a influência dos cordões de soldadura na resistência global da estrutura. Assim, aproveitando os ensaios experimentais realizados pela Efacec no Laboratório de Ensaio de Materiais no âmbito do projeto da otimização dos transformadores de potência do tipo shell, cujos os resultados são apresentados na referência [19], compararam-se esses valores com os valores obtidos nas simulações numéricas.

5.1 Modelo elasto-plástico

Os métodos convencionais usados no projeto e na análise de estruturas de engenharia têm como base, na sua maioria, o conhecimento da Teoria da Elasticidade, onde as estruturas são projetadas de maneira a não ultrapassar o limite elástico dos materiais, a tensão de cedência. A limitação do projeto estrutural baseado na análise elástica é fácil de se perceber. O facto de se ter que assegurar que qualquer parte da estrutura só pode trabalhar no domínio elástico obriga à utilização de maior volume de material em zonas onde as tensões ultrapassam a tensão de cedência.

O estudo apresentado neste capítulo foi feito com o propósito de comparar os resultados dos métodos analíticos e numéricos com ensaios experimentais. Aqui a validação do software tem uma grande importância, pois poderá dar uma ideia da precisão dos resultados obtidos nas simulações não-lineares, onde as tensões no material atingem o domínio plástico.

Para o ensaio experimental, optou-se por um ensaio à flexão de uma barra simplesmente apoiada com carregamento a meio vão, uma vez que é um exemplo bastante estudado tal como já foi referido nos subcapítulos 3.2.2 e 3.2.3, e também porque é um ensaio simples e possível de ser realizado no Laboratório de Ensaio de Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica.

5.1.1 Modelo Experimental de Flexão

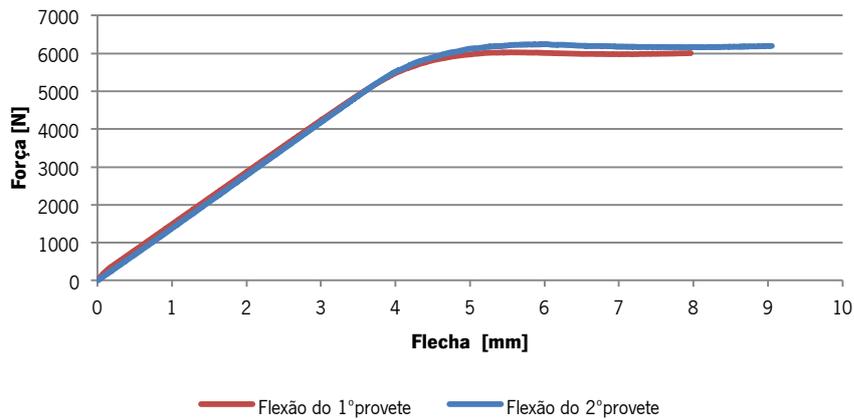
Utilizando então uma barra de secção quadrada com 20 mm de lado, apoiada em dois apoios distanciados 450 mm, foram realizados três ensaios à flexão na máquina INSTRON.

O Gráfico 5.1 mostra os resultados obtidos onde, infelizmente a informação relativa ao terceiro ensaio foi perdida. É possível notar-se que a partir dos 6000 N a força aplicada tende a ser constante, este é um dos aspetos que é analisado e discutido mais à frente no subcapítulo 5.1.4. Na Figura 5.1 é possível notar-se a deformação da viga no final de um dos ensaios, no qual as flechas máximas atingidas foram de 8 e 9 mm.



Figura 5.1. Deformação final da viga simplesmente apoiada

Gráfico 5.1. Ensaio experimental



5.1.2 Modelo Analítico de Flexão

Nos cálculos analíticos foi considerada a situação de uma viga em suspensão de secção quadrangular, com 20 mm de lado, sujeita ao carregamento na extremidade livre. A razão de se considerar uma viga em suspensão e não uma viga simplesmente apoiada é justificada pelo facto de na referência [28] a explicação deste método utilizar este exemplo. No entanto, é dito que as mesmas equações podem ser utilizadas para o caso da viga simplesmente apoiada, desde que sejam cumpridos dois pressupostos:

- o comprimento da viga em suspensão é de 225 mm, metade do valor da distância entre apoios da viga simplesmente apoiada do ensaio experimental;
- a carga aplicada na viga em suspensão tem metade do valor da carga aplicada na viga simplesmente apoiada.

Para ser mais fácil entender, apresenta-se as seguintes equações:

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_{Suspensão} = \frac{Wl^3}{3EI} \\ \delta_{SimplesmenteApoiada} = \frac{PL^3}{48EI} \end{array} \right. \quad (5.1)$$

$$\left. \begin{array}{l} \delta_{Suspensão} = \frac{Wl^3}{3EI} \\ \delta_{SimplesmenteApoiada} = \frac{PL^3}{48EI} \end{array} \right\} \quad (5.2)$$

As equações (5.1) e (5.2) dizem respeito à flecha máxima na viga em suspensão e na viga simplesmente apoiada respetivamente, para o domínio elástico.

Os dois pressupostos considerados são então $W = \frac{P}{2}$ e $l = \frac{L}{2}$, o qual obtemos:

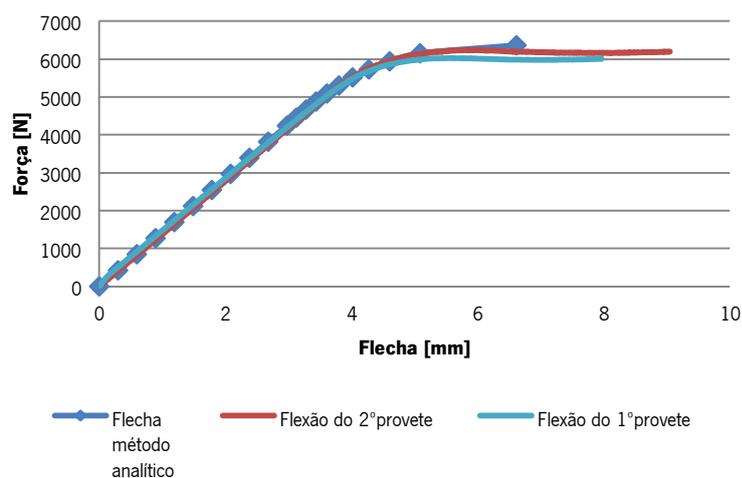
$$\left\{ \begin{aligned} \delta_{Suspensão} &= \frac{\frac{P}{2} \left(\frac{L}{2}\right)^3}{3EI} = \frac{PL^3}{2 \times 8 \times 3EI} = \frac{PL^3}{48EI} \\ \delta_{SimplesmenteApoiada} &= \frac{PL^3}{48EI} \end{aligned} \right.$$

Utilizando as equações (5.1) e (3.18), referentes à Teoria da Elasticidade e da Plasticidade, respetivamente, foi possível obter a curva da flecha máxima para a viga apresentada no Gráfico 5.2.

$$\delta = \frac{Wl^3}{3EI} \quad \sigma < \sigma_Y \quad (5.1)$$

$$\delta = \frac{\sigma_Y l^2}{3Eh} \left(\frac{W_Y}{W}\right)^2 \left[5 - \left(3 + \frac{W}{W_Y}\right) \sqrt{3 - 2 \frac{W}{W_Y}} \right] \quad \sigma = \sigma_Y \quad (3.18)$$

Gráfico 5.2. Método analítico



Olhando para a equação (3.18) percebe-se porque é que segundo o método analítico, a viga entra em colapso quando a força aplicada atinge 1,5 vezes o valor da força para o limite elástico. Se repararmos na raiz quadrada, esta atingirá o zero quando a razão entre a força aplicada e a força de limite elástico for 1,5. Este é então o limite segundo o método analítico, uma vez que não existe raiz quadrada de números negativos.

A precisão deste método é bastante aceitável neste exemplo. O valor da força em que se forma nos provetes a rótula plástica é bastante próxima da força de colapso do método analítico que é de 6364 N. Mais à frente é analisado, juntamente com os resultados numéricos, a precisão deste método.

5.1.3 Modelo Numérico de Flexão

O modelo utilizado na simulação numérica da viga simplesmente apoiada está representado na Figura 5.2, é constituído pelo punção, barra e apoio. Neste modelo foi considerado um quarto da viga simplesmente apoiada, uma vez que existe simetria em dois planos, YZ e YX. Esta simplificação permitiu reduzir o tempo das simulações, uma vez que em situações onde existe contacto entre os sólidos, o processamento pode ser bastante longo devido a problemas de não-linearidade em que necessita de recorrer a métodos iterativos.

Em relação ao contacto entre os corpos, devido à forma cilíndrica, o tipo utilizado foi o contacto nó-superfície, uma vez que a interferência entre os sólidos é pontual e sem penetração.

No entanto, este modelo apresentou problemas de convergência quando a malha era refinada devido ao contacto entre a viga e o apoio. Após várias tentativas de simulações não se conseguiu resolver os problemas de convergência, e por isso foi necessário alterar o modelo.

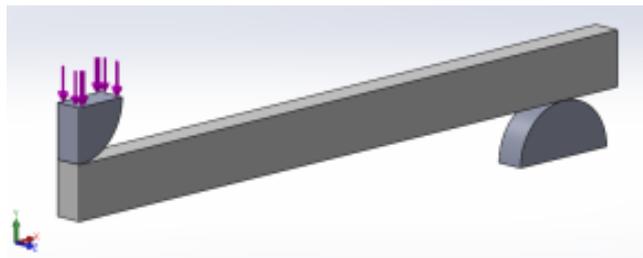


Figura 5.2. Simulação da barra simplesmente apoiada

O segundo modelo está representado na Figura 5.3. Neste modelo o que se fez foi retirar os apoios e substituí-los por restrições representadas pelas setas verdes da Figura 5.3. Num dos lados o movimento do apoio está limitado à rotação, ou seja, não há translação em nenhum dos eixos. No outro lado é possível além da rotação, a translação na horizontal, de acordo com o esquema apresentado na Figura 5.4.

O punção foi considerado um material rígido, para que a sua deformação não afeta-se os resultados da flecha da barra e simplifica-se um pouco os cálculos. Em relação à carga aplicada pelo punção, uma vez que no ensaio experimental a força máxima aplicada foi aproximadamente 6200 N e no método analítico é de 6364 N, decidiu-se aplicar 7000 N. Inicialmente utilizou-se uma malha de 10 mm na tentativa de correr a simulação.

Mesmo com uma carga de 7000 N a barra não atingiu o colapso. O resultado dessa simulação em *SolidWorks Simulation* está apresentado no Gráfico 5.3. Percebe-se que os resultados divergem bastante dos ensaios experimentais e do método analítico no momento em que se devia dar o colapso.

A carga aumenta sem nunca tender para um valor constante perto dos valores dos ensaios experimentais, isto mostra que a simulação foi mal realizada.

A má realização desta simulação deve-se ao tamanho da malha utilizado. De seguida será estudada e analisada, de um ponto de vista académico, a influência do tamanho de malha nos resultados das simulações.

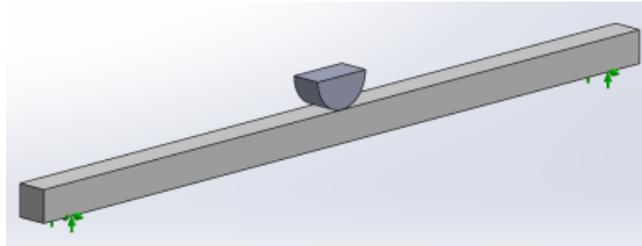


Figura 5.3. Barra simplesmente apoiada sem apoios sólidos

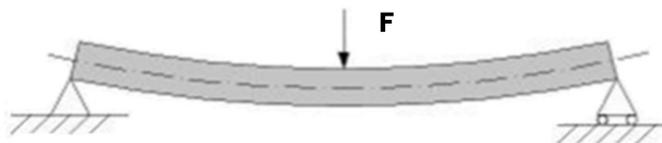
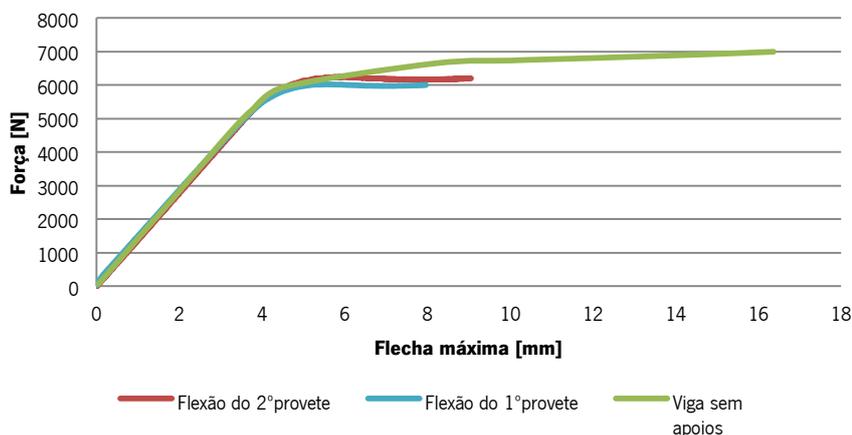


Figura 5.4. Esquema da Viga Simplesmente Apoiada

Como se pode ver na Figura 5.5 a) a zona plástica na barra, representada a vermelho, é bastante reduzida. As tensões só ultrapassam a tensão de cedência numa pequena camada na zona superior e inferior da barra, possíveis de ver mais detalhadamente na Figura 5.5 b) indicadas pelos círculos a vermelho. Na realidade o que acontece no colapso é que a secção é constituída quase na totalidade pela zona plástica. Apenas existe uma pequena zona elástica junto à linha neutra, a lâmina elástica, onde se dá a transição entre as tensões de compressão para as de tração. Logo, a zona elástica é tão pequena que acaba por não ter qualquer influência na resistência da barra e é por essa razão que a barra atinge o colapso.

Gráfico 5.3. Simulação numérica com malha de 10 mm



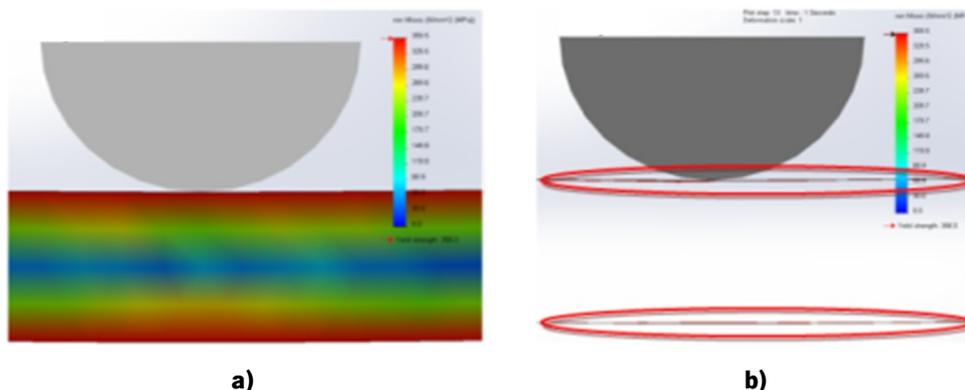
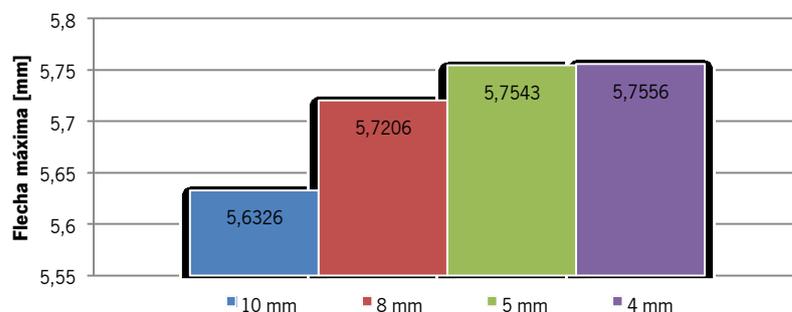


Figura 5.5. Tensões na barra com malha de 10 mm

O facto de a zona elástica constituir quase toda a secção da barra apresenta grande influência na sua deformação. É devido à zona elástica que a carga aplicada aumenta sempre, uma vez que para aumentar a deformação é necessário aumentar a força respeitando a Lei de Hooke.

O Gráfico 5.4 mostra o refinamento da malha tendo em conta o valor da flecha máxima para uma carga de 6500 N. Como se pode ver nos valores nas barras, o refinamento de 5 mm e 4 mm a diferença é na ordem das milésimas de milímetro.

Gráfico 5.4. Refinamento da malha



Como é possível ver na Figura 5.6 e na Figura 5.7, para a mesma carga as zonas afetadas plasticamente são diferentes. A zona vermelha indica as partes da viga onde as tensões de von Mises são superiores à tensão de cedência de 358 MPa. A Figura 5.6 permite ver que a zona plástica para uma malha de 8 mm é superior à zona vista anteriormente na Figura 5.5. Sendo assim conclui-se que à medida que se aumenta o refinamento da malha dá-se também um aumento do número de elementos onde a tensão ultrapassa a cedência.

Olhando agora para a Figura 5.7, mesmo com uma malha de 4 mm existe ainda uma zona elástica considerável. Uma vez que o refinamento da malha torna o modelo numérico mais pesado e o tempo de processamento também aumenta, e sendo crucial conseguir um bom refinamento na zona

onde a carga é aplicada, decidiu-se refinar localmente essa zona. Assim consegue-se evitar que o modelo se torne excessivamente pesado para o computador onde é feita a simulação.

Outro aspeto importante, refere-se às restrições utilizadas no modelo, onde é possível reduzir-se o número de equações do sistema com o aumento de restrições. Assim é possível tornar a simulação mais rápida sem afetar os resultados calculados.

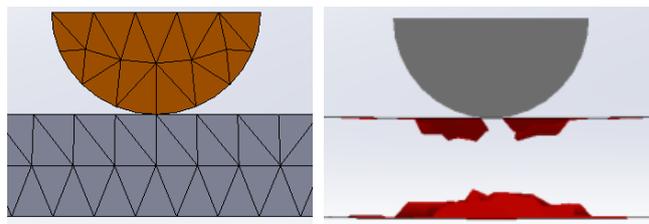


Figura 5.6. Malha de 8 mm e tensões superiores à cedência

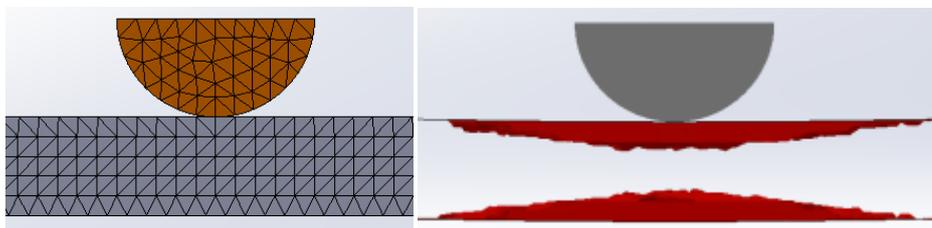


Figura 5.7. Malha de 4 mm e tensões superiores à cedência

A Figura 5.8 representa a viga dividida em 5 partes, como se pode ver na imagem inferior utilizou-se três tamanhos diferentes de malha, 4, 2 e 1 mm. Pretende-se assim criar um modelo geométrico pouco pesado em termos de processamento, mas ao mesmo tempo conseguir uma malha suficientemente refinada para que a zona elástica seja o mais pequena possível de forma a não afetar o comportamento da barra na altura do colapso.

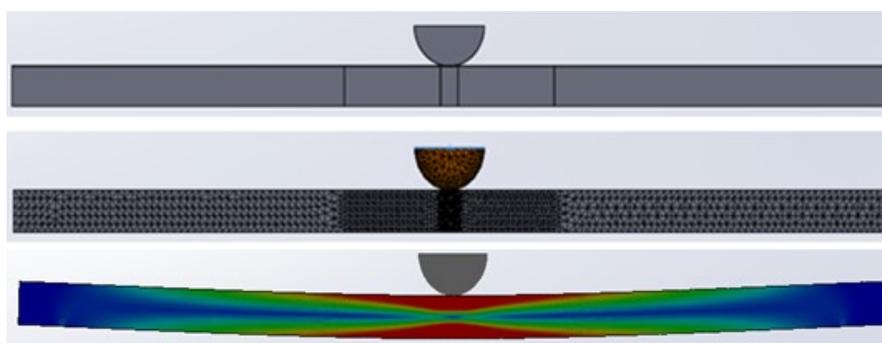
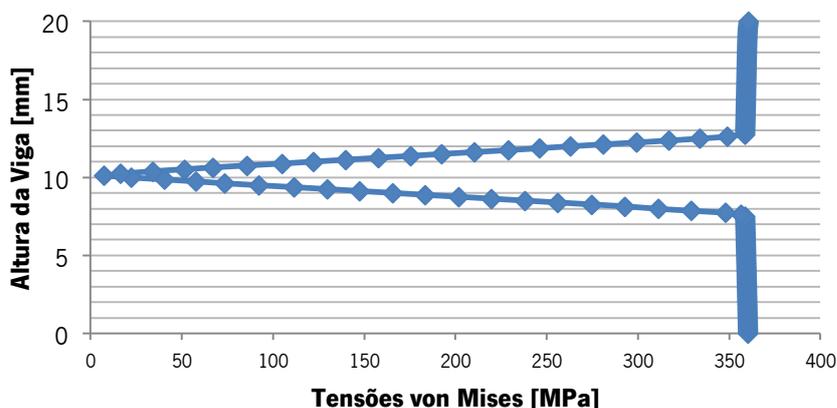


Figura 5.8. Viga com zonas de refinamento local

Como se pode ver pelo Gráfico 5.5 e na Figura 5.8 na zona vermelha, mesmo com um modelo com as zonas centrais refinadas, a zona elástica, verde e azul, ainda é muito grande para que a sua

presença de afetar a resistência da barra. Pode-se ver no Gráfico 5.5 que essa zona vai desde os 8 mm aos 12 mm, representando 20 % da altura da viga. A altura dos 0 aos 10 mm diz respeito à zona sujeita à tração, sendo a zona dos 10 aos 20 mm sujeita à compressão. A tensão von Mises máxima atingida foi de 360 MPa tanto à compressão como à tração.

Gráfico 5.5. Tensões de compressão e tração para 6500N a meio da viga

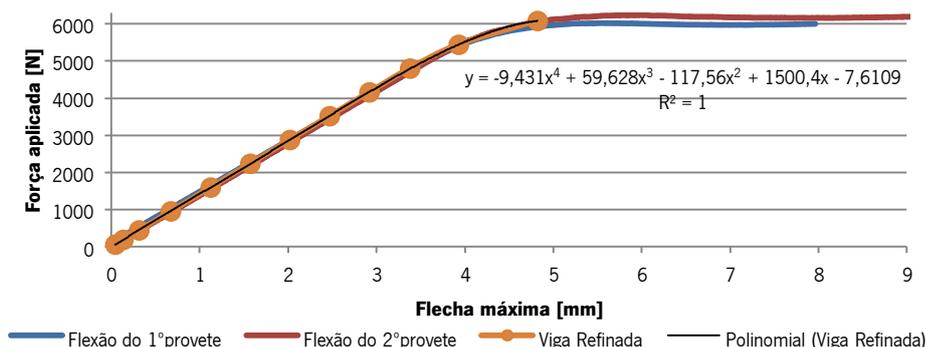


Embora se tenha refinado a malha nas zonas centrais, o modelo precisou de várias horas de processamento para realizar a simulação. A razão de não se diminuir ainda mais estas zonas deve-se ao facto de ser necessário uma área considerável de malha refinada de maneira a ser pouco influenciada pelas restantes zonas com malha mais grosseira.

Concluiu-se que embora um melhor refinamento pudesse dar melhores resultados, era necessário a utilização de um computador com mais capacidade de processamento. Além disso, o objetivo deste estudo foi analisar a precisão do software no domínio elasto-plástico. Assim optou-se por extrapolar os resultados com base nos valores que coincidem com os experimentais.

No Gráfico 5.6 tem-se a representação das curvas experimentais juntamente com a curva obtida através do software de simulação e a sua respetiva equação polinomial. É importante referir que para a obtenção da equação polinomial, apenas se consideram os valores próximos dos experimentais. Os valores considerados dizem respeito a 12 dos 13 pontos calculados pelo software.

Gráfico 5.6. Simulação numérica com zonas refinadas



A partir da equação polinomial (equação (5.3)) obtida da curva Viga Refinada do Gráfico 5.6, é possível através da sua derivada, a equação (5.4), determinar qual o valor da força máxima.

$$F = -9,431\delta^4 + 59,628\delta^3 - 117,56\delta^2 + 1500,4\delta - 7,6109 \quad (5.3)$$

$$\frac{dF}{d\delta} = -37,724\delta^3 + 178,88\delta^2 - 235,12\delta + 1500,4 \quad (5.4)$$

O valor para o qual $\frac{dF}{d\delta} = 0$ representa o valor máximo da equação (5.3), e acontece quando $F = 6132\text{N}$ com uma flecha $\delta = 5,06\text{ mm}$. O valor de 6132 N representa assim a força aplicada na viga quando se dá o colapso.

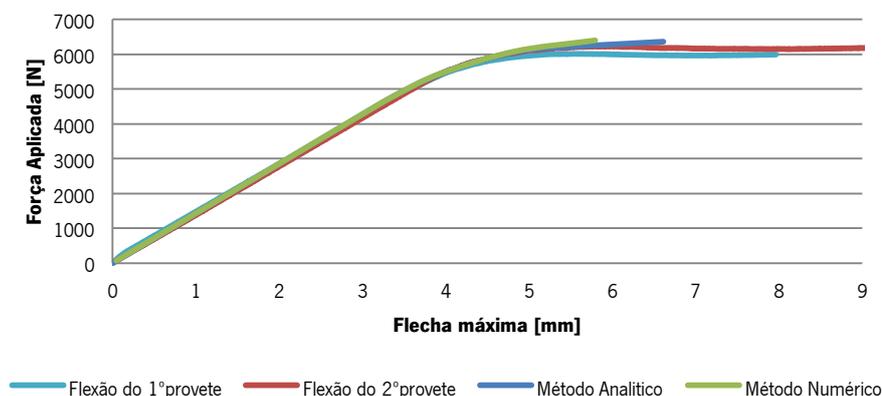
5.1.4 Análise de Resultados

Ambos os métodos, tanto o analítico como o numérico, apresentaram bons resultados quando comparados com os dados dos ensaios experimentais, conforme podem ser vistos no Gráfico 5.7.

Em primeiro lugar, a partir dos resultados experimentais é possível concluir-se que a barra entra em colapso quando a força aplicada atinge os 6000 N e os 6200 N no 1º e 2º provete, respetivamente. A partir do ponto do colapso e dentro da gama de leitura do extensómetro, o comportamento da barra foi deformar-se a uma força quase constante.

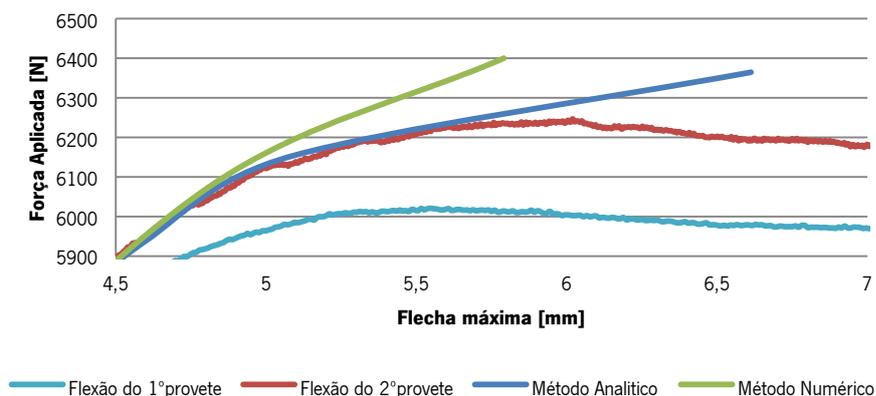
A deformação dá-se a uma força constante porque a secção a meio vão da viga atinge praticamente na totalidade tensões do domínio plástico. Isto faz com que se comporte como uma rótula plástica em que não é necessário aumentar a força aplicada para que se continue a aumentar a deformação.

Gráfico 5.7. Resultados de todos os métodos



No caso do método analítico, os cálculos indicam que a estrutura entrará em colapso quando a carga aplicada atingir os 6364 N. No Gráfico 5.8 é possível ver detalhadamente que o erro máximo é na altura do colapso. Aqui o erro é aproximadamente 4,3% considerando 6100 N como a média da força de colapso dos 2 provetes, sendo que mesmo até entre os provetes existe alguma discrepância de resultados, em cerca de 200 N que representam 3,3%. A diferença entre os valores deste método e os resultados experimentais são bastante pequenas, o que comprova a validação deste método.

Gráfico 5.8. Pormenor dos métodos utilizados



No caso do método numérico, após várias análises onde se variou o tamanho de malha consoante a zona da viga, foi possível concluir-se que a altura da lâmina elástica junto da linha neutra da viga apresenta-se como uma limitação a este método. A transição entre as tensões à compressão e à tração tem de ser feita com o maior gradiente possível de maneira a reduzir a altura da lâmina elástica, caso contrário essa zona de transição em que será constituída por deformações elásticas põe em causa a confiança dos resultados calculados pelo software utilizado.

Pode-se afirmar com base no Gráfico 5.7 que os métodos numéricos apresentam resultados bastante satisfatórios tanto no domínio elástico como elasto-plástico. No entanto não permite obter valores fiáveis para a ocorrência do colapso, quando toda a seção da viga atinge tensões superiores à de cedência.

No entanto, partindo dos valores obtidos dentro do domínio em que o software é aceitável, foi possível calcular-se qual a força máxima que a viga entraria em colapso. A força extrapolada para o colapso da viga foi de 6132 N, que se situa entre os valores dos ensaios experimentais.

5.2 Validação do Modelo Geométrico

O grande reforço é uma estrutura constituída por quatro vigas em caixão com reforços interiores. Este tipo de vigas têm a particularidade de serem obtidas a partir de chapas soldadas. Como se sabe, os processos de soldadura criam zonas termicamente afetadas devido aos ciclos térmicos bruscos associados a este tipo de processo. As tensões residuais resultantes deste processo de fabrico são difíceis de visualizar, medir e calcular. O processo de soldadura representa assim uma variável bastante importante a ter em conta no projeto estrutural do grande reforço.

Aproveitando o facto de a Efacec ter realizado ensaios experimentais em protótipos no âmbito do projeto de otimização da estrutura do grande reforço, houve a hipótese de comparar resultados reais com resultados numéricos. Decidiu-se então simular os ensaios realizados com o objetivo de verificar qual o nível de fiabilidade dos resultados do software para o caso das tensões existentes no grande reforço quando sujeito a esforços mecânicos até 200 toneladas.

5.2.1 Simulação do Ensaio Experimental

A Figura 5.9 mostra duas fotos dos ensaios experimentais com um dos protótipos, neste caso imagens do Weldom 700. Como se pode ver a carga é aplicada por cinco cilindros hidráulicos, dispostos de maneira a que a força se assemelhe a uma carga distribuída, procurando assim uma melhor aproximação das forças eletromagnéticas atuantes no transformador durante o curto-circuito.

Nestes ensaios foram testados quatro protótipos, três deles eram em aço S275 sendo o outro em Weldom 700. As primeiras estruturas em aço S275 tiveram a finalidade de comparar diferentes geometrias e reforços, já referidas no subcapítulo 2.2.1. A estrutura de Weldom 700 serviu para o estudo da redução do peso do grande reforço através do uso de aços de alta resistência. A informação referente a estes ensaios juntamente com a sua análise e discussão encontram-se na referência [19].

Uma vez que apenas o protótipo em aço Weldom 700 se encontrava no Laboratório de Ensaios de Materiais, a comparação dos resultados incidiu apenas nesta estrutura.



Figura 5.9. Aplicação de carga distribuída no grande reforço

Inicialmente, foi necessário localizar os extensómetros no protótipo do grande reforço que ainda permanecia no Laboratório de Ensaios de Materiais. Temos o exemplo de dois extensómetros na Figura 5.10, localizados no canto interior da estrutura. Estes e os outros extensómetros são representados no modelo geométrico através de superfícies quadradas com 10 mm de lado, e onde se utilizou o comando *Split Line* para criar essa superfície, conforme pode ser visto na Figura 5.11.

Tendo em atenção que os extensómetros só leem numa direção, as tensões a serem comparadas não podem ser as de von Mises. A Tabela 5.1 indica a direção das tensões que foram medidas pelos extensómetros, e a partir destas foi feita então a comparação com as simulações numéricas. Os resultados das simulações, que são posteriormente comparados, resultam da média dos valores das tensões nos quatro vértices de cada quadrado.

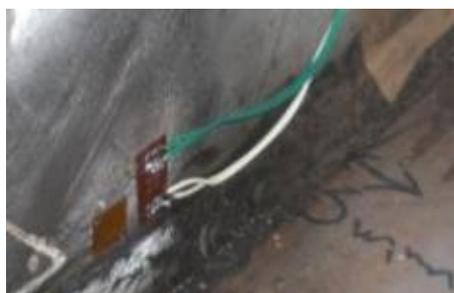


Figura 5.10. Extensómetros 1 e 2 presentes no grande reforço Weldox 700

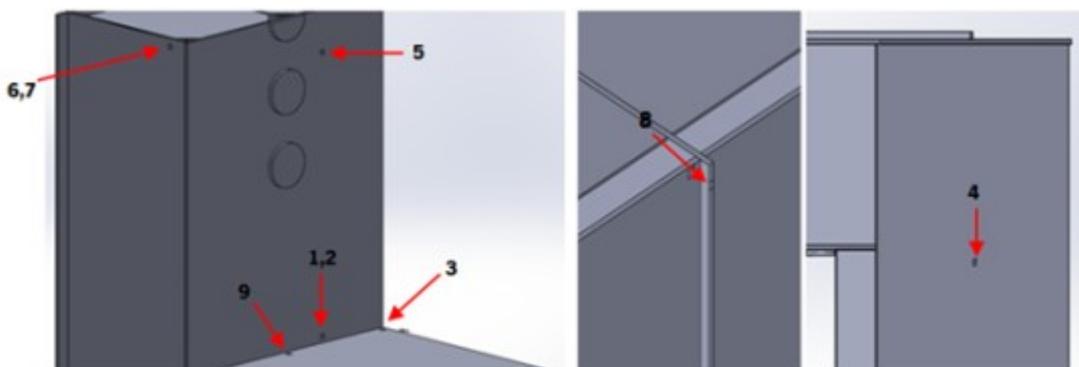


Figura 5.11. Localização dos sensores no modelo geométrico

O modelo geométrico foi modelado considerando que as chapas que constituem as vigas têm, todas elas, 8 mm de espessura. Essa medida foi confirmada recorrendo ao protótipo existente em que se mediram as espessuras das saliências das chapas da estrutura.

Para a aplicação da força na estrutura de acordo com os ensaios experimentais, utilizaram-se cinco cilindros com 100 mm de diâmetro cada com os centros espaçados 165 mm. O cilindro foi considerado como um corpo rígido, ou seja, não sofre qualquer deformação.

Nestas simulações foi considerada um quarto da estrutura conseguindo-se assim maior rapidez na execução das mesmas. Na carga aplicada pelos cilindros considerou-se uma força de 200 toneladas, que dividida pelos cinco cilindros dá uma força da 400 000 N em cada um.

Tabela 5.1. Numeração dos sensores e sentido da sua medição

Número do sensor	Direção de medição	Viga
1	Eixo X	Horizontal
2	Eixo Y	Horizontal
3	Eixo Z	Vertical
4	Eixo Z	Vertical
5	Eixo X	Horizontal
6	Eixo X	Horizontal
7	Eixo Z	Horizontal
8	Eixo X	Horizontal
9	Eixo Z	Vertical

5.2.1 Comparação de Resultados

Na realização das simulações usaram-se as propriedades mecânicas do aço Weldox 700, obtidas nos ensaios de tração apresentados no subcapítulo 4.1. Como é possível ver-se nos gráficos presentes no Anexo B, foram utilizadas as características dos provetes no sentido perpendicular e paralelo à laminagem da chapa, pois o modelo plástico utilizado pelo *SolidWorks Simulation* apenas permite considerar o material como sendo isotrópico.

Olhando para os resultados dos extensómetros 1, 4, 5,6 e 8 observa-se que os valores numéricos são diferentes dos experimentais. À exceção do número 4, os restantes extensómetros estão todos colocados na viga horizontal, onde é aplicada a força, com a orientação do eixo X. Mas mesmo o extensómetro 4 encontra-se numa zona que é a união das duas vigas. Estes extensómetros mostram divergência com os resultados experimentais na ordem dos 50 a 60 %, no entanto, em todos eles sem exceção, as tensões obtidas são superiores às medidas no ensaio. Assim, deste ponto de vista, o modelo geométrico apresenta por si próprio alguma margem de segurança.

Tabela 5.2. Resultados das Tensões [MPa] do Modelo Geométrico

Extensômetro	Experimental	Perpendicular	Paralelo
1	6,842	10,433	11,420
2	5,382	5,527	7,173
3	208,449	201,737	199,567
4	7,245	16,199	16,426
5	175,743	258,067	250,705
6	133,515	211,048	232,360
7	108,468	120,260	120,760
8	199,755	260,313	262,368
9	327,06	327,953	328,667

Em relação aos extensômetros 2, 3, 7 e 9, os seus resultados são bastante próximos dos resultados experimentais. Assim, os resultados referentes à viga vertical são bastante confiáveis.

No que diz respeito aos esforços mecânicos, a zona mais solicitada é no canto interior do grande reforço, onde estão os extensômetros 3 e 9. Estas zonas podem ser especialmente críticas devido aos cordões de soldadura existentes nesta zona, porém observou-se que as leituras nestas zonas são bastante precisas.

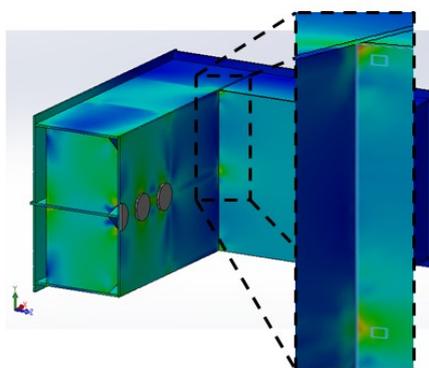


Figura 5.12. Pormenor da zona crítica do grande reforço

5.3 Aspectos Salientados no Capítulo 5

O objetivo dos estudos apresentados neste capítulo foi a validação dos modelos não-lineares e geométricos. Para isso foram realizados ensaios experimentais para que fosse possível validar os modelos numéricos e analíticos.

Na validação dos modelos não-lineares decidiu-se realizar um ensaio de uma viga simplesmente apoiada sujeita à flexão com a força exercida a meio vão. Desta análise concluiu-se que o refinamento da malha nas zonas críticas representa uma das variáveis mais importantes em análises não-lineares. Esse refinamento permite identificar as zonas em que foram excedidas as tensões de

cedência de uma forma mais precisa. O uso de uma malha mais fina pode mostrar que a zona afetada plasticamente pode ser maior que a zona identificada por uma malha grosseira.

Ao aumento do refinamento acresce o número de elementos do modelo geométrico e com isso o número de equações do sistema. Torna-se então necessário utilizar o máximo de restrições possíveis de modo a diminuir o número de graus de liberdade e com isso o número de equações.

Em termos de resultados apresentados, os modelos plásticos do software utilizado são bastante precisos no domínio elástico e elasto-plástico. No entanto, deixam de ser aceites no momento em que a seção mais solicitada atinge toda ela tensões superiores à tensão de cedência, que no caso do modelo plástico isso não acontece pois existe sempre a zona elástica devido à transição das tensões de compressão para tração denominada lâmina elástica, fazendo com que nunca se atinja o colapso.

Em relação ao modelo geométrico do grande reforço, foi possível concluir que o modelo é aceitável para o caso estudado. A discrepância dos valores em alguns sensores entre os 50 a 60 % deve ser entendida como um fator de segurança, uma vez que os valores numéricos foram sempre superiores aos experimentais.

6 Análise Dinâmica de Curto-Circuito

A análise dinâmica da parte ativa e da estrutura de fixação e segurança dos transformadores de potência tornou-se nos últimos tempos uma das áreas de maior pesquisa por parte de muitos investigadores.[35]

A aplicação das forças eletromagnéticas de curto-circuito fazem com que os enrolamentos situados nos extremos das bobinas sejam comprimidos contra o circuito magnético e o grande reforço variando a magnitude da carga em função do tempo. Deste modo, o comportamento dinâmico dos componentes, neste caso o grande reforço, deve ser analisado com o objetivo de conhecer os esforços e deslocamentos resultantes das forças de curto-circuito.

Esta análise é bastante complexa devido à identificação das propriedades dinâmicas da estrutura, da rigidez, do amortecimento, da massa, das frequências naturais e dos modos de vibração.

Depois de no capítulo 5 terem sido apresentados os estudos da validação do software para modelos não-lineares em situações estáticas e do modelo geométrico, o passo seguinte neste projeto foi a realização de simulações dinâmicas segundo o modelo da dinâmica de estruturas apresentado no subcapítulo 3.3.

No final são retiradas as conclusões dos vários modelos de dimensionamento, elástico e plástico para cargas estáticas e o modelo plástico para cargas dinâmicas.

6.1 Análise Não-Linear Dinâmica

De acordo com a equação (3.20) representada novamente mais abaixo, existem quatro termos a serem considerados num problema dinâmico: a massa; a rigidez; o amortecimento; a força externa.

No caso estudado a força externa refere-se à força de curto-circuito para os primeiros 80 ms. No capítulo 3 foi apresentada a equação da variação da força eletromagnética durante um curto-circuito. Assim, a variação da carga foi introduzida no software através das coordenadas da função para vários instantes de tempo, conforme pode ser visto na Figura 6.1.

O valor da carga aplicada diz respeito a um quarto do grande reforço, em que tal como no capítulo anterior, permitiu reduzir o tempo das simulações. Os valores das constantes introduzidos na equação (3.2) foram fornecidos pela empresa Efacec, sendo considerada para um quarto da estrutura uma força máxima de 100 toneladas no instante 10 ms.

$$[M]^{t+\Delta t} \{\ddot{U}\} + [C]^{t+\Delta t} \{\dot{U}\} + [K]^{t+\Delta t} \{U\} = {}^{t+\Delta t} \{R\} \quad (3.20)$$

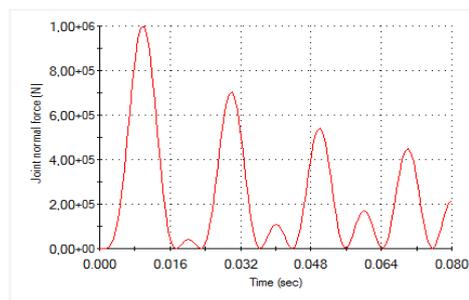


Figura 6.1. Variação da força na simulação dinâmica

Os restantes três termos, massa, rigidez e amortecimento, são características pertencentes ao material utilizado na estrutura. A massa e a rigidez são características obtidas pela informação fornecida ao software provenientes dos resultados dos ensaios de tração e densidade do material. Um dos aspetos que torna complexa a análise dinâmica é identificar as características de amortecimento dos diferentes aços estudados.

A matriz de amortecimento $[C]$ considerada no software é proporcional às matrizes de rigidez $[K]$ e de massa $[M]$ de acordo com a equação (6.1). Tal como está ilustrado na Figura 6.2, o amortecimento utilizado no *SolidWorks Simulation* é conhecido como amortecimento *Rayleigh*, ou amortecimento proporcional. O α e o β são denominados como constantes de proporcionalidade e podem ser obtidas pela relação com o amortecimento modal, sendo este um dos trabalhos futuros propostos no subcapítulo 7.2.

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (6.1)$$

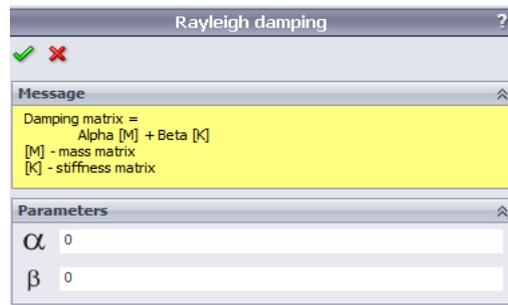


Figura 6.2. Variáveis do amortecimento *Rayleigh*

Os resultados a seguir expostos fazem parte das simulações realizadas em regime transitório com modelos plásticos, procurando retratar da melhor maneira possível um evento de curto-circuito. No entanto a variável amortecimento foi considerada nula devido à razão já referenciada no parágrafo anterior.

Outro aspeto tem que ver com a aproximação da simulação à situação real. A carga foi considerada como uniformemente distribuída, mas na realidade a carga é transmitida ao grande reforço por uma série de cunhas de madeira. Estas cunhas são colocadas entre as bobines e o grande reforço de forma a garantir a fixação e aperto da bobine, e permitir a circulação do óleo de refrigeração.

Os resultados das simulações dinâmicas podem ser visualizados no Gráfico 6.1, Gráfico 6.2, Gráfico 6.3 e Gráfico 6.4. As curvas Paralelo e Perpendicular destes gráficos dizem respeito aos sentidos de laminagem das chapas das quais se obtiveram os provetes para os ensaios de tração. A curva da força de curto-circuito a tracejado ajuda na análise dos gráfico, sendo mais fácil identificar o comportamento do material de acordo com a variação da força.

O aço S275 é o material com a menor tensão de cedência dos aços estudados neste projeto. As propriedades mecânicas do aço S275 consideradas nesta simulação estão descritas, tal como os restantes materiais, no Anexo A.

É possível verificar-se no Gráfico 6.1 que a zona analisada da Figura 6.3 atinge a tensão de cedência quando a força aplicada está próxima dos 600 000 N. O aço S275 ultrapassa o seu limite elástico quatro vezes, duas delas à tração e duas à compressão. As tensões à compressão são tensões residuais uma vez que aparecem nos instantes em que a força de curto-circuito é nula, resultado das deformações anteriores.

À semelhança do aço S275, também o S355 atinge o patamar de cedência. No entanto, observa-se no Gráfico 6.2 que a variação da tensão comporta-se de maneira mais suave que a anterior. A mesma zona fica sujeita a tensões residuais pela razão já apontada no S275. Pode-se concluir que não só a zona analisada de ambas as ligas de aço é bastante afetada, como também toda a sua vizinhança, uma vez que as tensões residuais são bastante elevadas.

Gráfico 6.1. Tensões no aço S275

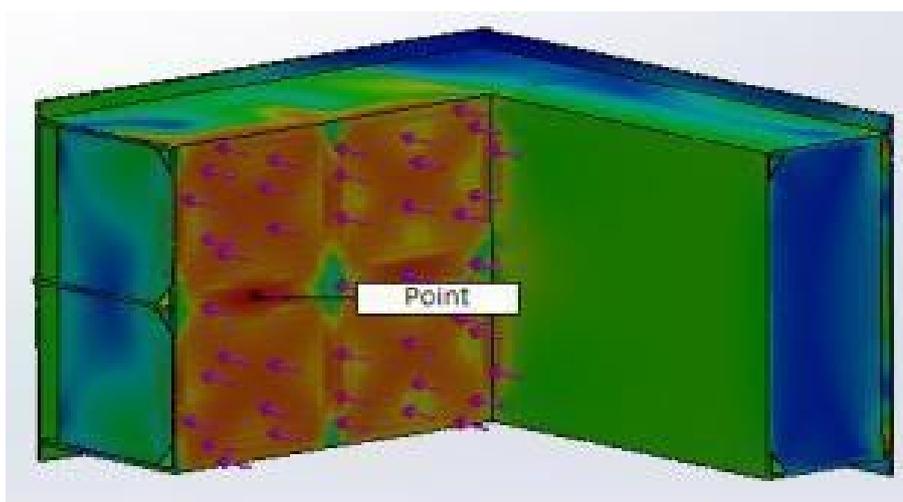
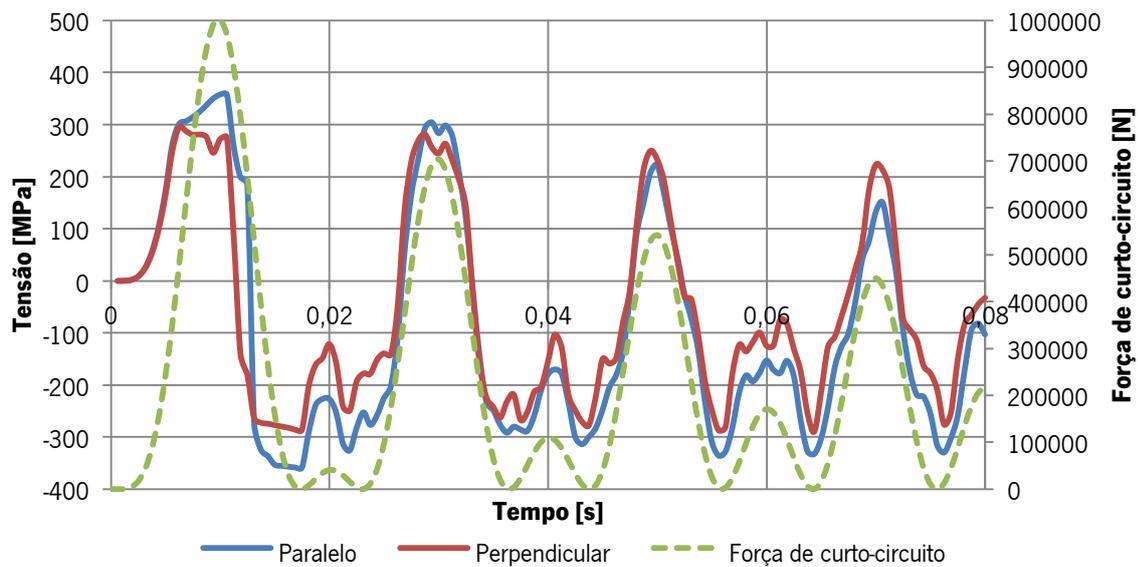
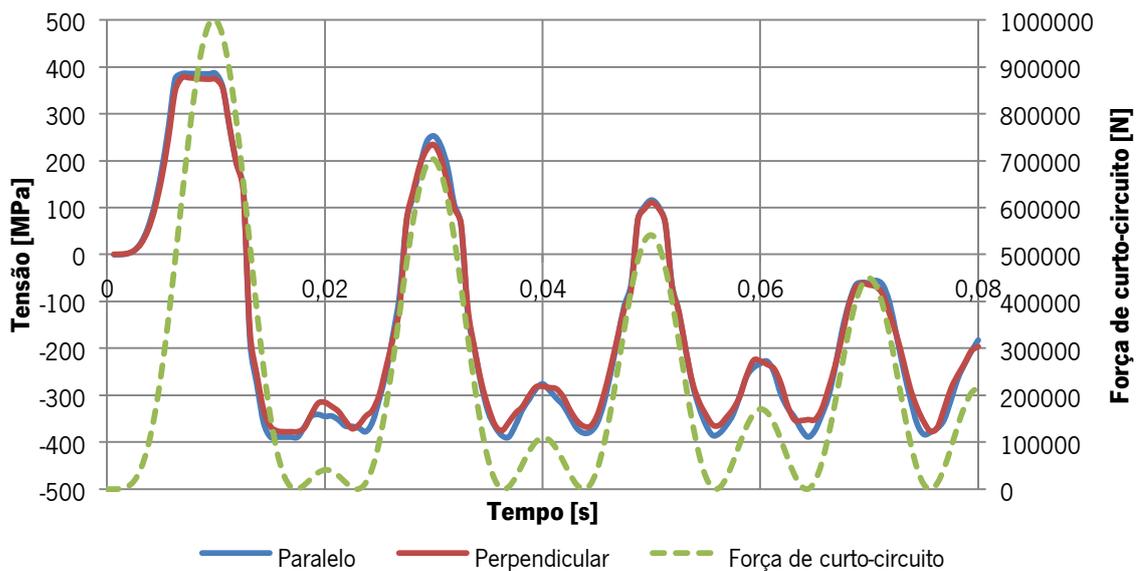


Figura 6.3. Zona analisada nas simulações dinâmicas

Gráfico 6.2. Tensões no aço S355



Os aços de alta resistência têm um comportamento mais suave quando comparadas com os aços estruturais, tal como era expectável. Isto deve-se unicamente às tensões de cedência mais elevadas, que resultam em deformações plásticas menores.

Pelas tensões residuais é possível concluir-se que a zona analisada sofre menos deformação no caso dos aços de alta resistência, à exceção do Weldox 700 Paralelo que apresenta tensões de tração mais elevadas que os restantes.

Gráfico 6.3. Tensões no aço Imex 700

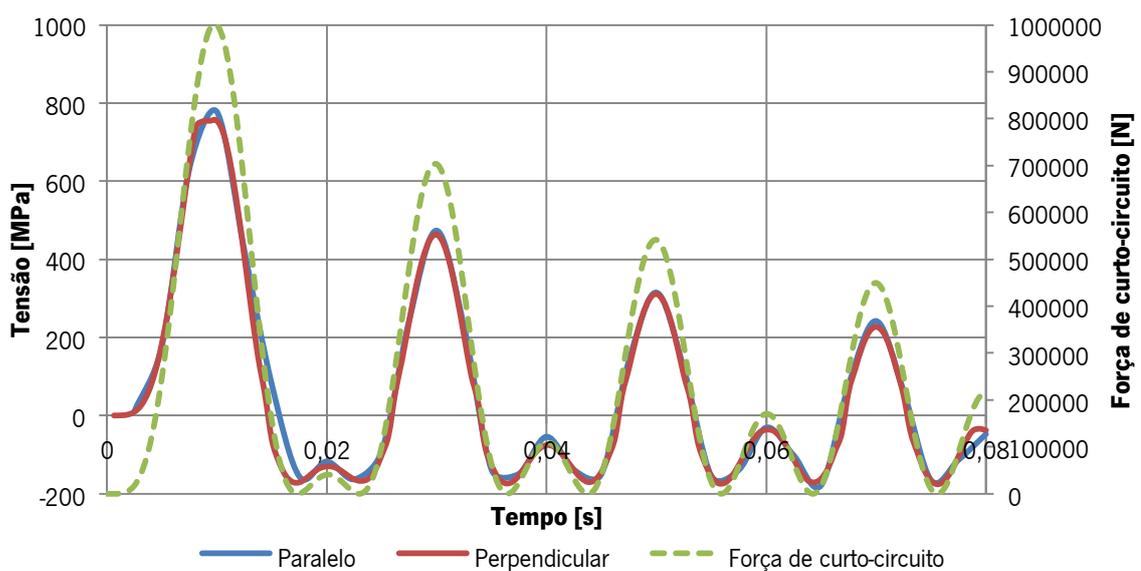
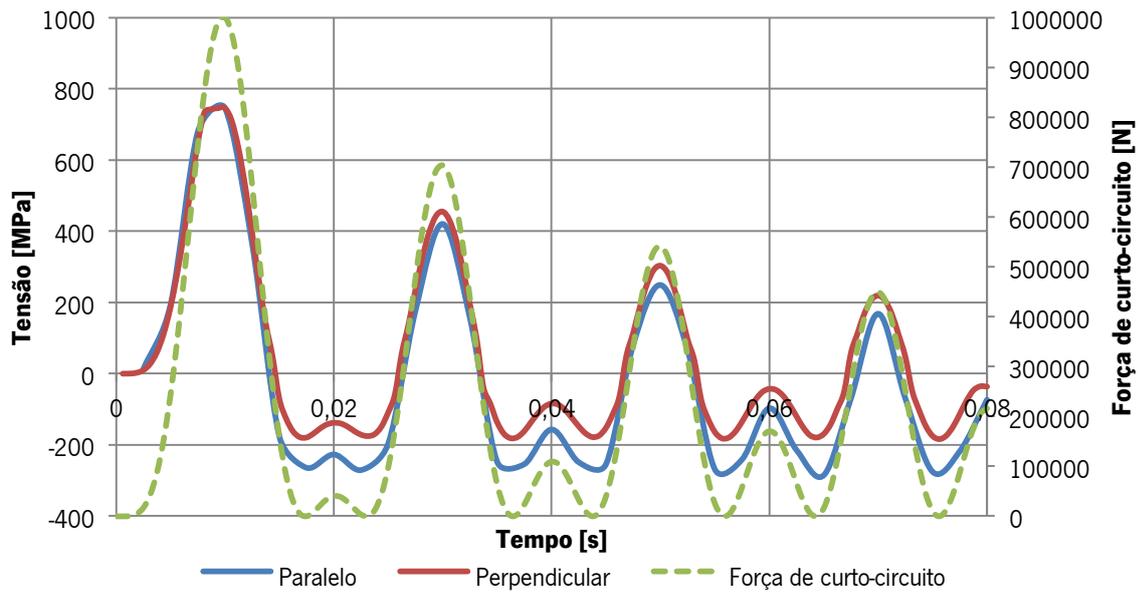


Gráfico 6.4. Tensões no aço Weldox 700



Após a análise dos quatro materiais, é possível verificar que a zona analisada fica sujeita a tensões residuais em ambos os materiais. Esta zona situa-se numa área afetada termicamente pelo processo de soldadura. Quer isto dizer que é necessário durante o processo de fabrico, haver um controlo de qualidade acrescido na união da chapa de reforço longitudinal e a chapa horizontal interior. No subcapítulo 5.2, a mesma zona mostrou valores acima dos registados no ensaio experimental, como tal é possível que as tensões obtidas na análise dinâmica possam na realidade ser inferiores às calculadas.

Conclui-se que os aços de alta resistência permitem obter uma estrutura muito menos afetada pelas forças de curto-circuito que os aços estruturais. No entanto, grande parte da estrutura não atinge níveis tão elevados de tensões como os da zona analisada. Isto quer dizer, que o projeto de otimização do grande reforço pode passar pela escolha de uma estrutura híbrida, ou seja, utilizar dois tipos de aço. Optando-se pelo aço de alta resistência nas zonas mais críticas, e aço estrutural no resto da estrutura. Esta metodologia permitiria assim conciliar a redução de peso através do uso de aços de alta resistência com os preços mais baixos dos aços estruturais. Obtendo-se no final uma estrutura mais leve e fiável que permitiria baixar os custos de fabrico. Ou então, no caso da estrutura em aço de alta resistência reduzir as espessuras das chapas.

As simulações dinâmicas com modelos não-lineares, são extremamente pesadas e longas chegando a atingir dias de processamento. Embora a malha utilizada tenha sido refinada, o modelo geométrico é bastante grande dando origem a um número elevado de elementos. O equipamento

informático utilizado para estas simulações não tinha a capacidade de processamento, nem memória RAM necessária para a realização de análises com malha mais refinada. Uma vez que as chapas metálicas são consideradas peças finas, uma das possíveis soluções apontada como trabalhos futuros é a substituição de malha tridimensional por malha bidimensional. A malha bidimensional, denominada por casca, não considera a variação das tensões ao longo da espessura da peça, desta forma é possível reduzir o número de elementos que constituem o modelo geométrico e tornar mais rápido o processamento.

O trabalho aqui apresentado encontra-se também no Anexo C em formato artigo, o qual juntamente com o artigo da referência [18] foi apresentado na XIII CHLIE - *Conferencia Hispano-Lusa de Ingeniería Eléctrica*.

6.2 Análise de Modelos Lineares e Não-Lineares

A realização das simulações dinâmicas permitiram analisar as várias qualidades de aço, no entanto tal como foi dito o amortecimento foi considerado nulo. É importante então analisar as consequências que este facto pode implicar nos resultados obtidos, pois tal como já foi referido, é o amortecimento o responsável pela dissipação de energia da carga aplicada.

Outro aspeto importante é comparar os tipos de análises possíveis de realizar no *SolidWorks Simulation* que podem ser utilizadas pelos projetistas no dimensionamento de estruturas, sendo elas: análise estática com modelo elástico; análise estática com modelo plástico; análise dinâmica com modelo plástico. Assim, além das análises dinâmicas acima apresentadas, foram realizadas outras simulações, estas agora em situação estática como modelos elásticos e plásticos.

Na análise estática as cargas são aplicadas gradualmente até atingirem a seu valor máximo, conforme a Figura 6.4. Aqui a variável tempo não é considerada, pois embora apareça, serve apenas para dividir a análise em vários incrementos até atingir a carga máxima. Assim é possível analisar a variação dos deslocamentos e tensões à medida que a carga é aplicada.

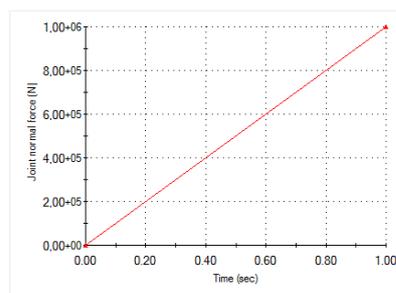


Figura 6.4. Aplicação da força na análise estática

Uma vez que não há variação da carga ao longo do tempo, as velocidades e as acelerações do sistema são consideradas nulas. Consequentemente, tanto a força de inércia como a de amortecimento são nulas, obtendo-se assim a seguinte fórmula para a análise estática com modelos elásticos:

$$[K]\{U\} = \{R\} \quad (6.2)$$

Onde:

$[K]$ - matriz de rigidez;

$\{U\}$ - vetor de deslocamento;

$\{R\}$ - vetor da carga.

Uma vez que o material atinge o domínio plástico a relação entre a matriz de rigidez $[K]$ e o vetor de deslocamento $\{U\}$ deixa de ser linear. A matriz de rigidez $[K]$ passa assim a variar em função do deslocamento de forma não-linear. A fórmula da análise estática para modelos plásticos passa a ser:

$$[K(U(t))]\{U\} = \{R\} \quad (6.3)$$

Tendo como base as equações (6.2), (6.3) e (3.20), pode-se agora analisar as simulações com os diferentes modelos. A comparação baseia-se nas tensões máximas atingidas e nas flechas máximas da viga vertical e horizontal, quando o grande reforço é sujeito a uma força de 100 toneladas.

Tal como era previsível, as tensões mais elevadas atingidas no Gráfico 6.5 dizem respeito ao modelo elástico. A diferença entre este modelo e os modelos plásticos é bastante notória, principalmente nos aços estruturais S275 e S355. É fácil de compreender que a tensão de cedência é um fator crucial nas análises lineares, uma vez que quanto menor for o seu valor mais material é preciso utilizar para que as tensões estejam abaixo do valor de cedência.

As tensões atingidas nos modelos plásticos são muito semelhantes. Uma das possíveis razões para isso é o facto de não existir amortecimento no análise dinâmica, fazendo com que não haja energia dissipada. A Figura 6.5 mostra para o caso dos modelos não-lineares as tensões máximas localizadas na zona da união do reforço longitudinal com a chapa horizontal interior.

O modelo elástico do aço S355 Paralelo destaca-se do resto dos materiais porque o seu módulo de elasticidade é de 200 GPa, enquanto o resto dos materiais é próximo dos 180 GPa.

Durante a sua produção, as zonas da chapa, bordos ou centro, têm diferentes gradientes térmicos e com isso existe uma variação das suas propriedades, nomeadamente o módulo de elasticidade. A zona da chapa de onde foram cortados os provetes pode ser a justificação para a diferença no valor do módulo de elasticidade do aço S355 Perpendicular.

A Figura 6.6 identifica a viga horizontal e vertical, assim como também o sentido considerado positivo das flechas. As setas a roxo indicam o sentido da força aplicada na viga horizontal.

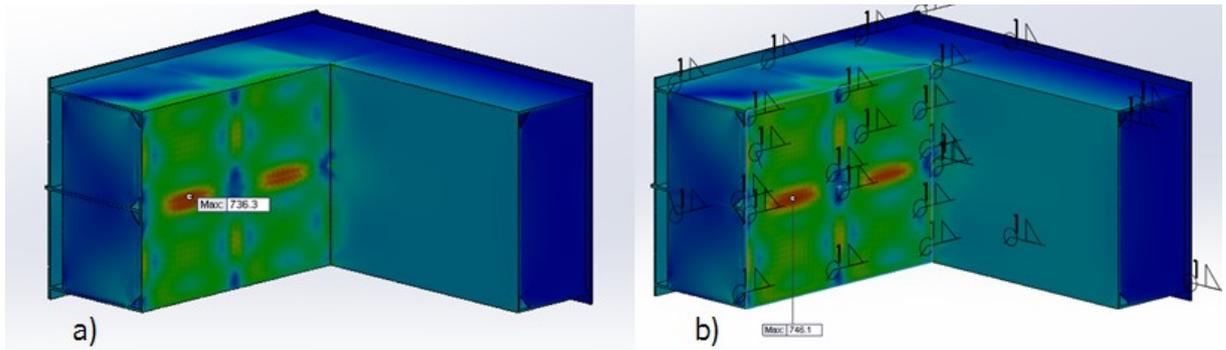


Figura 6.5. Distribuição de tensões no modelo não-linear: a) estático; b) dinâmico

Gráfico 6.5. Tensão Máxima no grande reforço

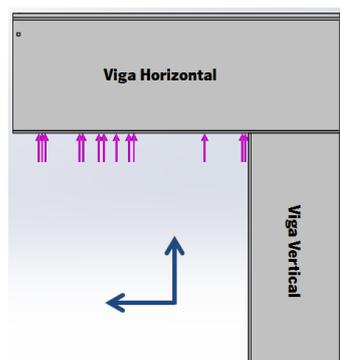
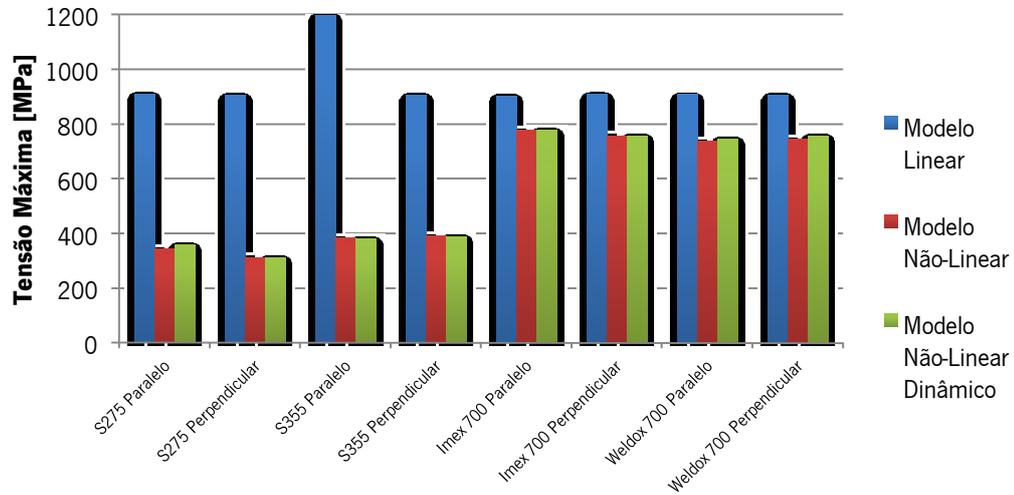


Figura 6.6. Direções das flechas

Os valores das flechas dos três modelos dizem respeito ao deslocamento máximo das vigas. A partir do Gráfico 6.6 e do Gráfico 6.7 é possível afirmar-se que o modelo não-linear dinâmico possui os maiores valores de flechas. Segundo as indicações da empresa Efacec, as flechas das vigas não devem exceder entre os 8 a 10 mm.

A razão para as flechas serem maiores na simulação dinâmica tem que ver com a enorme quantidade de energia absorvida pela estrutura. O facto do pico das 100 toneladas ser aos 10 milissegundos significa que essa força é aplicada quase instantaneamente. Assim este problema pode ser inserido na teoria de impacto, em que elevadas cargas são aplicadas num curto espaço de tempo.

Outro aspeto importante e que não pode ser esquecido, é o amortecimento. Se for considerado um amortecimento viscoso, a dissipação da energia é diretamente proporcional à velocidade. Porém a identificação das características do amortecimento não foi feita durante esta Dissertação. Este é um dos trabalhos proposto para dar seguimento ao projeto de otimização do grande reforço.

Gráfico 6.6. Flecha Máxima na Viga Horizontal

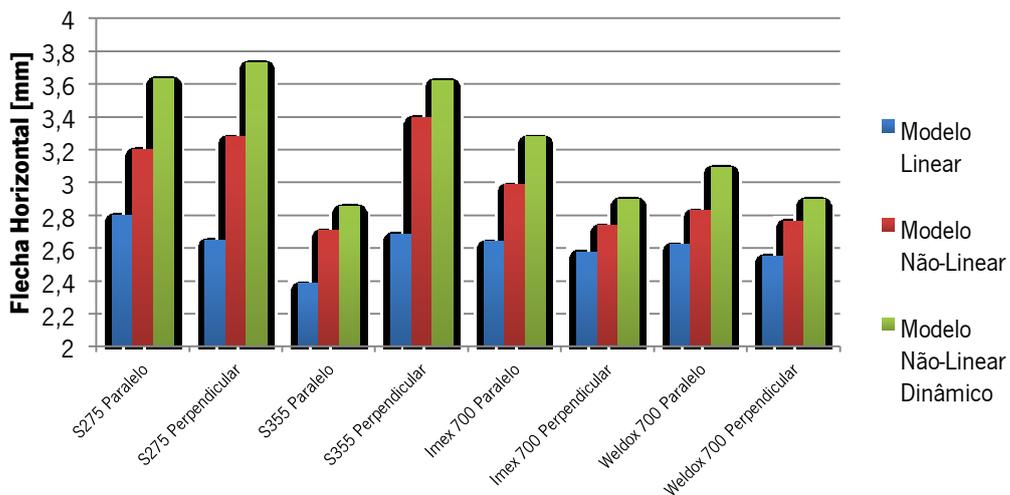
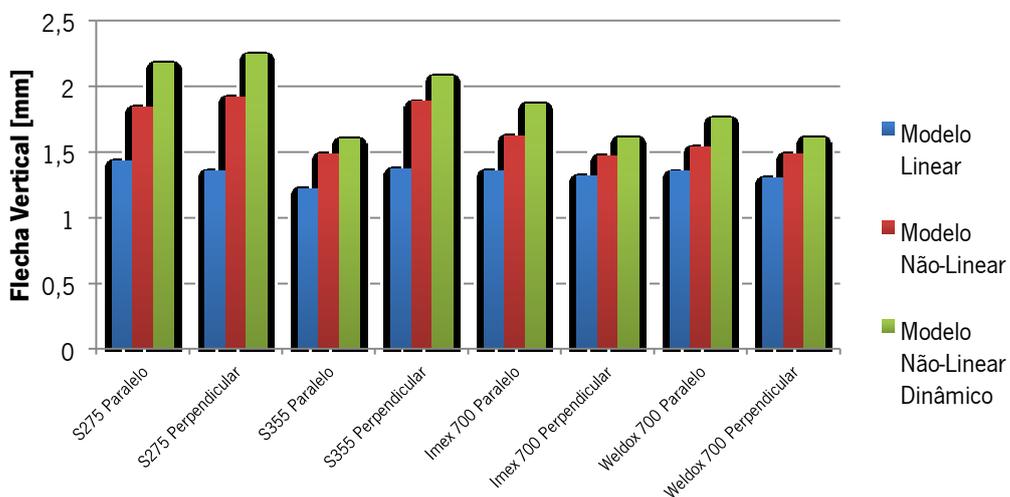


Gráfico 6.7. Flecha Máxima na Viga Vertical



No final, com base nos três gráficos anteriores, é possível concluir-se que o dimensionamento com modelos elásticos levam a um elevado desperdício de material. Se por um lado, as tensões são elevadas e há necessidade de aumentar a espessura das chapas para diminuir o seu valor, por outro lado as flechas das vigas do grande reforço já são suficientemente baixas não sendo necessário reforçar a estrutura. O aumento da espessura das chapas iria assim fazer com que a estrutura fosse demasiada pesada e sobredimensionada.

Outro aspeto a ser observado é que enquanto as tensões dos modelos não-lineares são idênticas, as flechas são superiores na análise dinâmica. Assim é possível observar-se a influência das forças de inércia no comportamento do grande reforço. As flechas dos modelos não-lineares estão bastante abaixo do limite indicados pela empresa, assim sendo é possível realizar uma redução em pelo menos algumas das chapas que constituem as vigas. No entanto, referindo novamente a Figura 6.5 deve haver especial atenção à zona onde se encontram as tensões mais elevadas, pois esta zona é termicamente afetada durante o fabrico do grande reforço.

6.3 Aspetos Salientados no Capítulo 6

No presente capítulo as simulações dinâmicas realizadas mostraram que a estrutura do grande reforço responde de forma satisfatória às forças eletromagnéticas de curto-circuito. No entanto, a zona analisada na realidade é afetada termicamente pelo processo de união por soldadura da chapa longitudinal de reforço e a horizontal interior. O dimensionamento desta zona deverá ter em conta este facto e utilizar fatores de segurança adequados no seu dimensionamento.

A maior parte da estrutura, à exceção da chapa horizontal interior, atinge tensões consideradas baixas comparadas com as tensão de cedência dos aços de alta resistência. É então sugerido que o projeto destas zonas seja otimizado, ou utilizando uma estrutura híbrida, com aços de alta resistência e estruturais, ou reduzir a espessura das chapas nas partes menos solicitadas.

As tensões obtidas no modelo elástico indicam que existe a necessidade de se reforçar a estrutura, uma vez que as tensões das zonas críticas ultrapassam a cedência. No entanto, no dimensionamento à rigidez, este modelo mostra os valores mais baixos de deslocamentos. Aqui se nota, que este método leva a que haja desperdício de material quando os deslocamentos aceitáveis excedem o limite elástico do material.

Nos modelos plásticos, as tensões obtidas são bastante idênticas, no entanto os valores das flechas são maiores na simulação dinâmica. A razão para isso acontecer deve-se à presença de forças de inércia.

7 Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões desta Dissertação de Mestrado. Sendo posteriormente sugeridas propostas para trabalhos futuros.

7.1 Conclusões

No início desta Dissertação de Mestrado o objetivo principal do projeto era estudar o comportamento do grande reforço do ponto de vista dinâmico quando este é sujeito a forças eletromagnéticas de curto-circuito. No entanto, com o andamento dos trabalhos foi decidido realizar outras abordagens, nomeadamente os estudos e validações de modelos não-lineares com cargas estáticas e do modelo geométrico utilizado nas simulações.

O trabalho realizado permitiu retirar um conjunto de conclusões a saber:

- a validação dos modelos plásticos demonstra que os métodos analítico e numérico apresentam uma boa aproximação do comportamento da viga simplesmente apoiada sujeita à flexão. No caso do método analítico, este apresentou um erro máximo de 4,3% para a força de colapso de 6100 N. No método numérico observou-se a importância acrescida do refinamento da malha, necessário para reduzir a zona de transição de tensões

e aproximar os resultados numéricos dos experimentais no momento do colapso da viga. Os resultados calculados pelo software são aceitáveis para o domínio elástico e elasto-plástico.

- as tensões observadas na validação do modelo geométrico comparadas com as obtidas nos ensaios realizados pela Efacec no protótipo 4 permitem concluir que o modelo é indicado para a realização das simulações no dimensionamento do grande reforço. Na análise da viga horizontal, onde a carga é aplicada, observa-se que as tensões obtidas no software são sempre superiores às obtidas experimentalmente permitindo assim alguma margem de segurança nas simulações do modelo geométrico.
- a partir das análises dinâmicas de curto-circuito foi possível observar-se que para todos os materiais resultam zonas com tensões residuais principalmente nos aços estruturais, S275 e S355, no entanto as flechas das vigas encontram-se dentro dos limites apontados pela Efacec. A zona crítica no grande reforço encontra-se na união soldada da chapa horizontal interior com o reforço longitudinal. Contudo, à exceção desta zona, as restantes chapas da estrutura atingem tensões inferiores, de modo que é possível indicar que umas das soluções de otimização do grande reforço poderá ser a utilização dos dois tipos de ligas, ou então a redução da espessura das chapas em algumas zonas da estrutura. No entanto esta última apresenta problemas acrescidos, pois com espessuras diferentes as soldaduras são mais complexas de se fazerem;
- a utilização do modelo plástico mostrou ser mais eficiente que o uso de modelos lineares, uma vez que ao não haver o limite da tensão de cedência, o dimensionamento em termos de rigidez da estrutura pode ser feito havendo uma otimização do material utilizado;
- o facto de não ter sido considerado o amortecimento nas simulações dinâmicas poderá ter influenciado bastante os seus resultados, como tal, este é um dos pontos referenciados no subcapítulo que se segue como trabalho futuro.

7.2 Trabalhos Futuros

A realização deste trabalho permitiu o estudo do comportamento do grande reforço e a validação dos modelos não-lineares do software para as situações de cargas estáticas e dinâmicas.

Os tempos de processamento para a realização de simulações de análises não-lineares mostraram-se ser bastante longos, chegando a ultrapassar as 48 horas nas análises não-lineares dinâmicas. Assim é importante arranjar formas de diminuir os tempos destas simulações sem por em causa a precisão dos resultados. Uma solução proposta como trabalho futuro é a utilização de

elementos tipo casca, em que a variação das tensões ao longo da espessura da chapa é desprezada resultando numa redução do número de nós dos elementos do modelo geométrico. Esta opção só pode ser utilizada se for usado o comando *Sheet Metal* na modelação das chapas que compõe o grande reforço, sendo necessário refazer a modelação do modelo geométrico com este comando. Depois da modelação segue-se a comparação com os resultados numéricos e experimentais apresentados nesta Dissertação.

As características do amortecimento não foram consideradas nessas simulações. Como tal um dos trabalhos futuros pode consistir na determinação das constantes de *Rayleigh* para o amortecimento utilizando para isso os valores das análises modais da referência [19], e de seguida repetir as simulações dinâmicas realizadas para o modelo do Weldox 700. Daqui poderá quantificar-se a importância do amortecimento nas análises dinâmicas neste estudo.

De acordo com as metodologias de validação do software utilizadas ao longo deste projeto, sugere-se a realização de alguns ensaios dinâmicos de forma a comparar os resultados experimentais com os resultados numéricos.

8 Referências

- [1] Vecchio, R.M., Poulin, B., Feghali, P.T., Shah, D.M., Ahuja, R., *"Transformers Design Principles: With Applications to Core-Form Power Transformers"*, CRC, 2002
- [2] Wang, M., Vandermaar, A.J., Srivastava, K.D., *"Review of Condition Assessment of Power Transformers in Service"*, IEEE Electrical Insulation Magazine, vol.18, no.6, 2002
- [3] Almeida, E.E., Mendes, H.G., Pinho, A.M., *"Draft: Experimental Validation of a Core Type Power Transformer"*, USA, Novembro de 2009
- [4] Madin, A.B., Whitaker, J.D., *"The dynamic behaviour of a transformer winding under axial short-circuit forces: An experimental and theoretical investigation"*, Proceedings IEE, vol.110, no.3, 1963
- [5] Watts, G.B., *"A mathematical treatment of the dynamic behaviour of a power-transformer winding under axial short-circuit forces"*, Proceedings IEE, vol.110, no.3, 1963
- [6] Minhas, M.S.A., *"Dynamic Behaviour of Transformer Winding under Short-Circuits"*, University of the Witwatersrand, Johannesburg, November 2007
- [7] Patel, M.R., *"Dynamic Response of Power Transformers under Axial Sort Circuit Forces: Part I - Winding and Clamp as Individual Components"*, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1973
- [8] Patel, M.R., *"Dynamic Response of Power Transformers under Axial Sort Circuit Forces: Part II - Winding and Clamp as a Combined System"*, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1973
- [9] Andjelic, Z., Fazlagic, A., Girgis, R.S., *"Applications of 3D Simulation to Solutions of Field Problems and Performance Upgrades of Large Power Transformers"*, Transmission and Distribution Conference and Exhibition, 2006
- [10] Heathcote, M.J., *"J&P Transformers Book 3rd ed."*, Elsevier, 2007
- [11] Branco, P.A.D., *"Técnicas Experimentais e Numéricas na Verificação da Integridade de Espiras de Enrolamentos de Transformadores de Elevada Potência"*, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Janeiro de 2002

[12] Kastiban, A.M., Vahedi, A., Halvaei, A., *"Investigation of Winding Type Effect on Leakage Flux of Single Phase Shell Type Transformer Using FEM"*, Department of Electrical Engineering, Iran University of Science & Technology, Faculty of Electrical and Computer Engineering, Tabriz University, Iran

[13] *"Catálogo Efacec: Transformadores"* disponível a 8 de Outubro de 2013 em:

[http://www.Efacec.pt/PresentationLayer/ResourcesUser/CatalogoOnline/transformadores/en01b0809b2\[1\].pdf](http://www.Efacec.pt/PresentationLayer/ResourcesUser/CatalogoOnline/transformadores/en01b0809b2[1].pdf)

[14] Flores, J.P.S., *"Normalização de Tempos e Métodos na Produção de Transformadores SHELL: Efacec, Energia"*, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Julho de 2009

[15] Ribeiro, P.M.M.L., *"Distribuição de Potenciais no Transformador de Potência SHELL: Desenvolvimento de pré e pós processadores para programas de cálculo"*, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Junho de 2009

[16] Soares, M.A.P.L., *"Elementos para a Gestão do Ciclo de Vida de Transformadores Elétricos de Potência"*, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Junho de 2011

[17] Zhong, H., Niu, W., Lin, T., Guoqiang, D.H., *"The Analysis of Short-Circuit Withstanding Ability for a 800 kVA/10 kV Shell-Form Power Transformer with Amorphous Alloy Cores"*, China International Conference on Electricity Distribution, 2012

[18] Carneiro, V.H., Linhares, C.C., Pinho, A.C.M., Mendes, H.G., *"Experimental Analysis of the Active Support Part of a Shell-type Power Transformer Subjected to a Short-Circuit"*, 13th Spanish-Portuguese Conference on Electrical Engineering, 2013

[19] Carneiro, V.H., *"Estudo e ensaios experimentais de modelos destinados à caracterização do comportamento dinâmico de estruturas mecânicas de transformadores de potência quando sujeitos a curto-circuito"*, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho, 2013

[20] Bartley, W.H., *"Analysis of Transformer Failures - 36th Annual Conference"*, International Association OF Engineering Insurers, 2013

[21] Junior, A.J.P.R., *"Estimativa dos Esforços Eletromecânicos em Transformadores Submetidos a um Curto-Circuito Trifásico"*, Faculdade de Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Uberlândia, Julho de 2010

-
- [22] Azevedo, A.C., *"Estresse Eletromecânico em Transformadores Causado por Curtos-Circuitos "Passantes" e Correntes de energização"*, Faculdade de Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Uberlândia
- [23] Bertagnolli, G., *"Short-Circuit Duty of Power Transformers"*, ABB, 2007
- [24] Murakami, H., Hosokawa, N., Nakatsuka, S., Banjaya, N., Kishi, A., Takano, M., *"Short Circuit Strength of Shell-form Transformer"*, Power Engineering Society Summer Meeting, vol.3, 2001
- [25] Hodge, P.G., *"Plastic Analysis of Structures"*, Krieger, Florida, 1981
- [26] Moura, C.A.G.M., *"Mecânica dos Materiais - 3ª Edição"*, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, Novembro de 1998
- [27] Jorge, R.M.N., Dinis, L.M.J.S., *"Teoria da Plasticidade"*, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial da Faculdade de Engenharia do Porto, 2004/2005
- [28] Chakrabarty, J., *"Theory of Plasticity - 3th edition"*, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2006
- [29] Neal, B.G., *"The Plastic Methods of Structural Analysis - 3th edition"*, Chapman and Hall, London, 1977
- [30] Caprani, C., *"Structural Dynamics: Final Year - Structural Engineering BSc(Eng)"*, D.I.T. Bolton St
- [31] Bathe, K.J. *"Finite Element Procedures"*, Prentice Hall, New Jersey, 1996
- [32] Sánchez, C.A.A., *"Estudo de Impacto usando Elementos Finitos e Análise Não Linear"*, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia da Universidade de São Paulo
- [33] ISO 6892-1 *"Metallic materials - Tensile testing - Part 1: Method of test at room temperature"*
- [34] Norma 50125 2009-07 *"Testing of metallic materials - Tensile test pieces"*
- [35] Kulkarni, S.V., Khaparde, S.A., *"Transformer Engineering: Design and Practice"*, Marcel Dekker, Mumbai, 2004

Anexos

Anexo A

Propriedades mecânicas das ligas de aço
S275/S355/Imex 700/Weldox 700

Neste Anexo estão expostas as características mecânicas obtidas dos ensaios de tração realizados no Laboratório de Ensaio de Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho.

Estes valores foram introduzidos no software SolidWorks Simulation para realizar as simulações não-lineares estáticas e dinâmicas.

As curvas dos gráficos dizem respeito à curva tensão verdadeira-extensão verdadeira no domínio plástico dos diferentes materiais. Esta é a informação que possibilita o software realizar os ensaios não-lineares em domínio elasto-plástico.

Tabela A1. Propriedades Mecânicas do Aço S275

Propriedade	Perpendicular	Paralelo
Módulo de Elasticidade [GPa]	180	170
Tensão de Cedência [MPa]	310	300
Coefficiente de Poisson	0,27	0,27

Gráfico A1. Curva tensão verdadeira-extensão verdadeira do S275

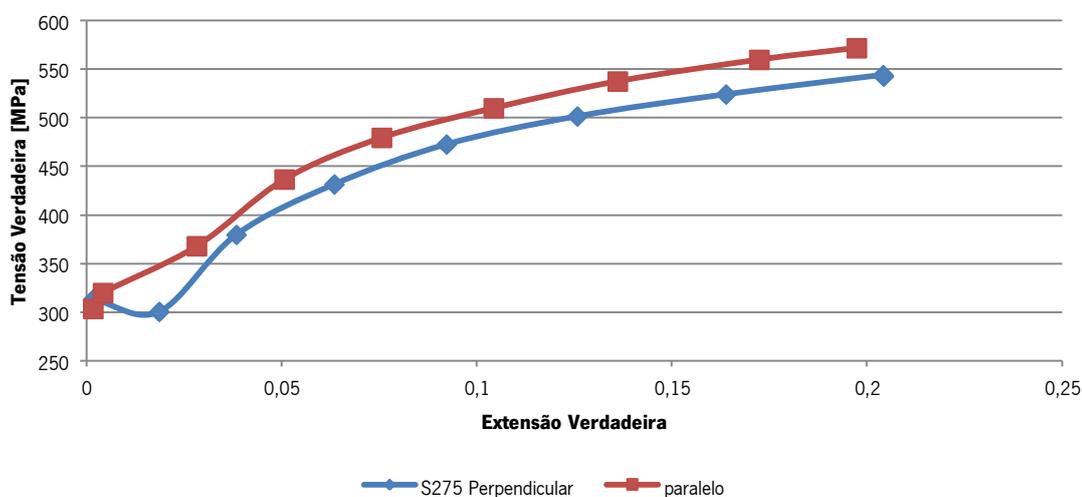


Tabela A2. Propriedades Mecânicas do Aço S355

Propriedade	Perpendicular	Paralelo
Módulo de Elasticidade [GPa]	178	200
Tensão de Cedência [MPa]	380	389
Coefficiente de Poisson	0,28	0,28

Gráfico A2. Curva tensão verdadeira-extensão verdadeira do S355

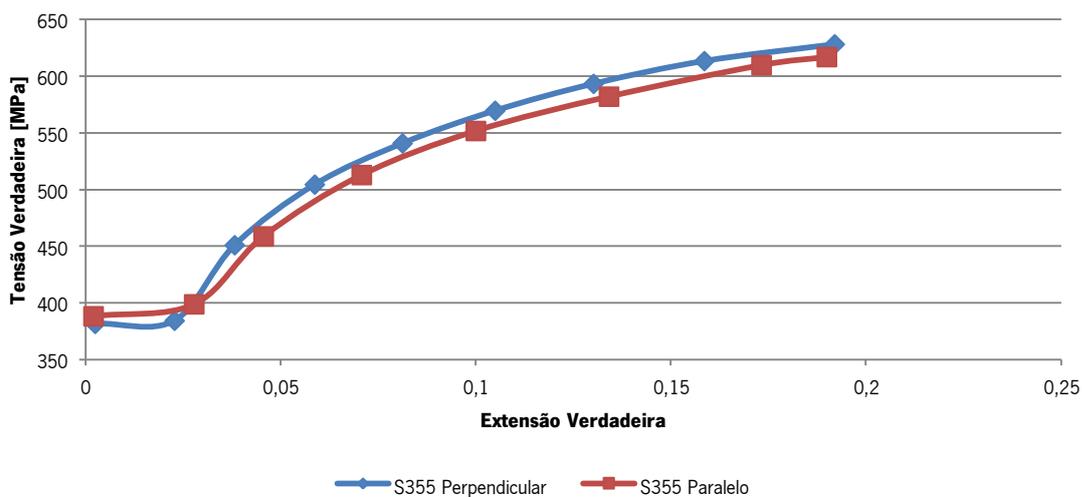


Tabela A3. Propriedades Mecânicas do Aço Imex 700

Propriedade	Perpendicular	Paralelo
Módulo de Elasticidade [GPa]	185	180
Tensão de Cedência [MPa]	752	752
Coefficiente de Poisson	0,27	0,24

Gráfico A3. Curva tensão verdadeira-extensão verdadeira do Imex 700

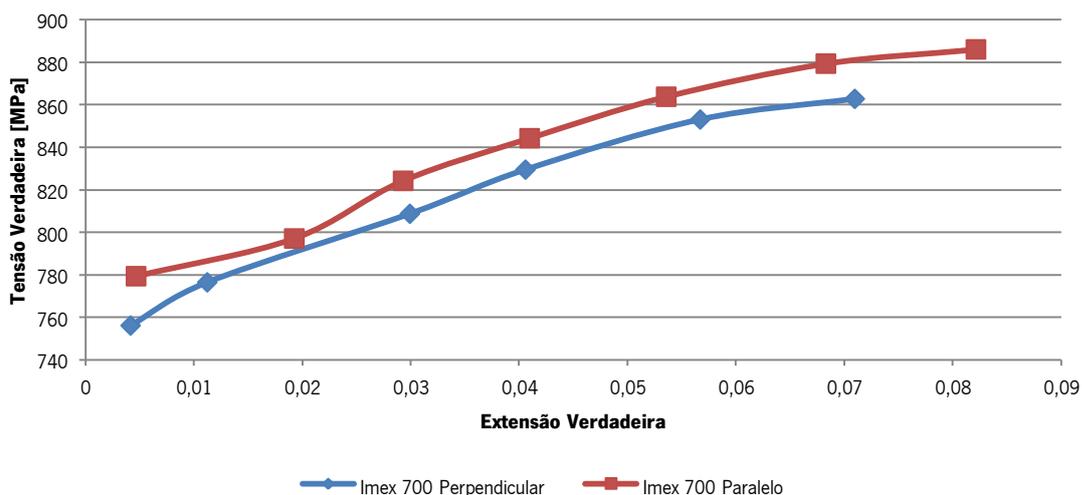
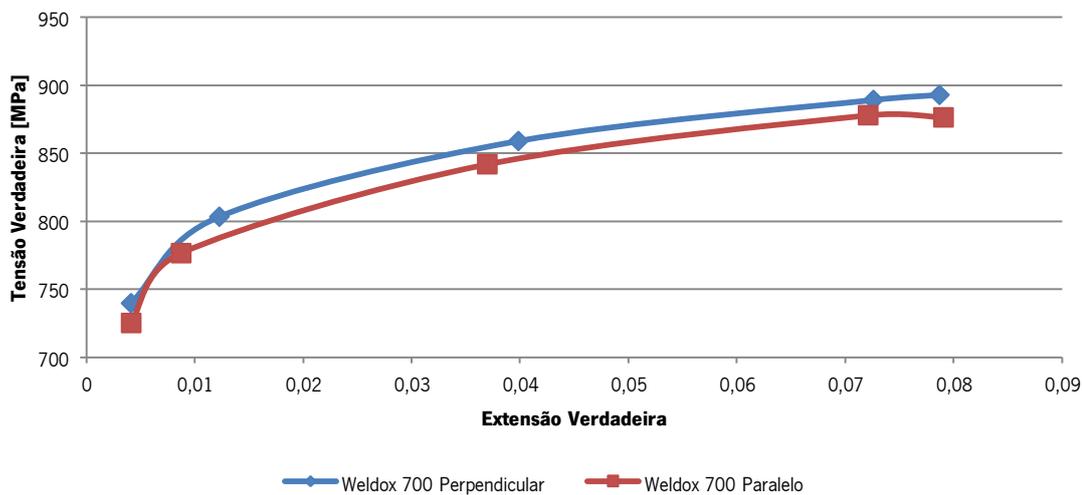


Tabela A4. Propriedades Mecânicas do Aço Weldox 700

Propriedade	Perpendicular	Paralelo
Módulo de Elasticidade [GPa]	187	181
Tensão de Cedência [MPa]	736	722
Coefficiente de Poisson	0,28	0,23

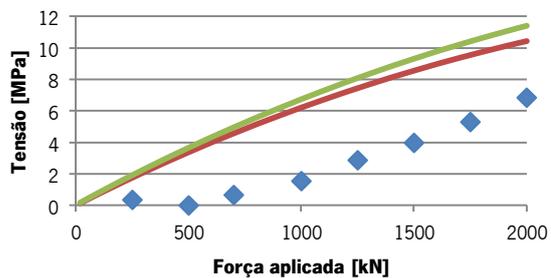
Gráfico A4. Curva tensão verdadeira-extensão verdadeira do Weldox 700



Anexo B

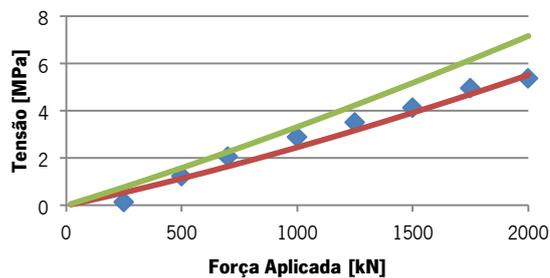
Validação do Modelo Geométrico

Gráfico B1. Extensômetro 1 - Eixo X



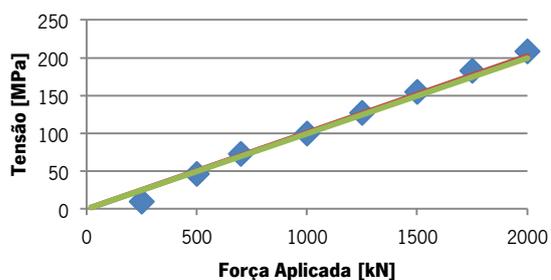
◆ Extensômetro 1 — PERPENDICULAR — PARALELO

Gráfico B2. Extensômetro 2 - Eixo Y



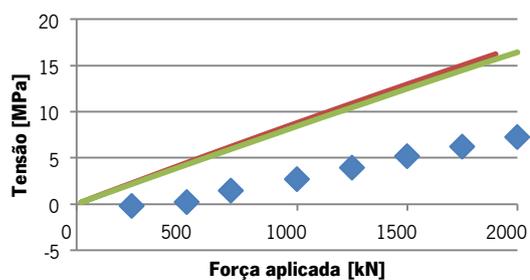
◆ Extensômetro 2 — PERPENDICULAR — PARALELO

Gráfico B3. Extensômetro 3 - Eixo Z



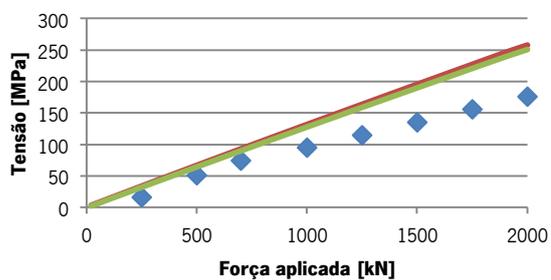
◆ Extensômetro 3 — PERPENDICULAR — PARALELO

Gráfico B4. Extensômetro 4 - Eixo Z



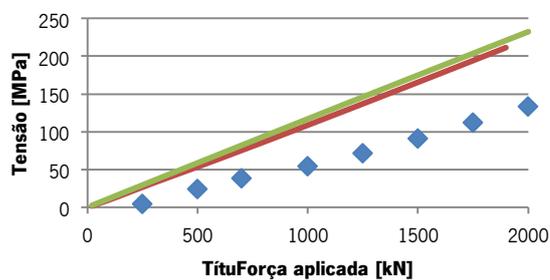
◆ Extensômetro 4 — PERPENDICULAR — PARALELO

Gráfico B5. Extensômetro 5 - Eixo X



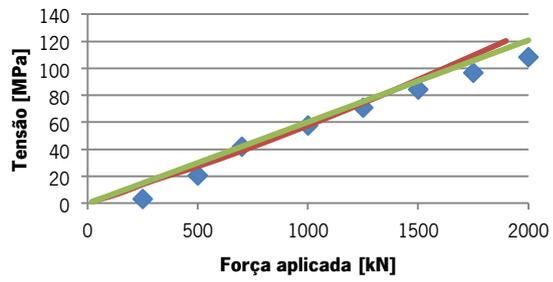
◆ Extensômetro 5 — PERPENDICULAR — PARALELO

Gráfico B6. Extensômetro 6 - Eixo X



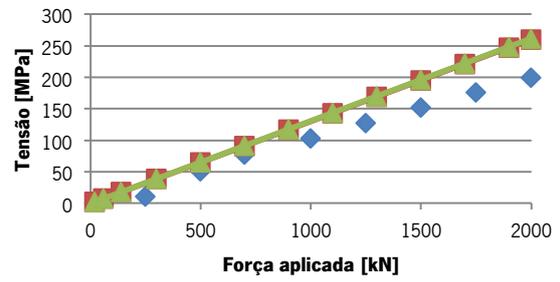
◆ Extensômetro 6 — PERPENDICULAR — PARALELO

Gráfico B7. Extensômetro 7 - Eixo Z



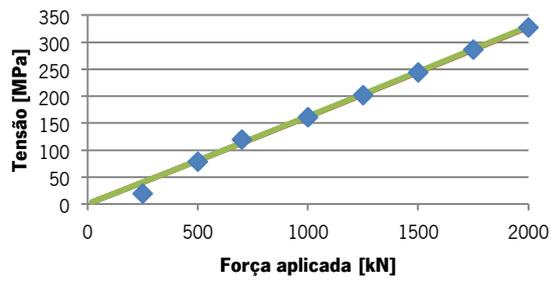
◆ Extensômetro 7 — PERPENDICULAR — PARALELO

Gráfico B8. Extensômetro 8 - Eixo X



◆ Extensômetro 8 — PERPENDICULAR — PARALELO

Gráfico B9. Extensômetro 9 - Eixo Z



— PERPENDICULAR — PARALELO ◆ Extensômetro 9

Anexo C

Resumo e Artigo

"Elasto-Plastic Analysis of the Active Support Part of a Shell-Type
Power Transformers During a Short-Circuit"

Análise Elasto-Plástica da Estrutura de Suporte da Parte Activa em Transformadores Tipo Shell quando Sujeitos ao Curto-Circuito

Cassiano C. Linhares¹, Vítor H. Carneiro¹, A. Marques Pinho¹, Hélder G. Mendes²

¹ Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade do Minho

Campus de Azurém – Guimarães (Portugal)

e-mail: a55770@alunos.uminho.pt; a53996@alunos.uminho.pt; acmpinho@dem.uminho.pt;

² Power Transformer R&D, EFACEC Energia S.A.

São Mamede de Infesta, Portugal

e-mail: hmendes@Efacec.pt

Palavras-chave: Curto-circuito; Métodos Numéricos; Tipo Shell; Elasto-plástico; Dinâmico

Resumo

O projeto de transformadores de potência é processo conservador e baseado em formulações elementares, resultando daí elevados coeficientes de segurança, devido ao desconhecimento e complexidade das regras da elasticidade.

Contudo, devido à flutuação sucessiva do custo das matérias-primas e às baixas sucessivas das margens de lucro, o projeto de transformadores deve adoptar novos métodos e critérios de dimensionamento. Assim, é essencial reduzir a massa de material utilizado e reduzir custos de fabrico e de transporte.

Actualmente, com o aumento da capacidade de processamento computacional, podem ser efectuadas simulações complexas em regime permanente e transitório. A evolução dos softwares, permite simular situações reais de forma rápida e expedita, tornando viável a generalização destas ferramentas em contexto industrial.

Historicamente, o projecto de transformadores de potência era baseado no comportamento linear do material e regime estacionário. A este facto juntam-se também métodos empíricos adquiridos ao longo do tempo e por vezes com recurso a pré-cálculo com fórmulas da teoria elementar de resistência de materiais.

Quando um transformador está em serviço, fica sujeito a eventos de curto-circuito. As forças transitórias amortecidas, causadas por este evento, atingem valores na ordem das centenas de toneladas durante um intervalo de tempo de poucos milissegundos. Esta é a principal causa de colapso das estruturas metálicas em transformadores de potência.

A estrutura mecânica do transformador deve garantir o posicionamento geométrico interno nos constituintes da parte activa durante o funcionamento e estados limite de resistência a

elevadas cargas dinâmicas. No entanto, devem ser prevista outras solicitações estáticas, que decorrem durante o seu levantamento e transporte.

Surge assim a necessidade de criar novos métodos e técnicas de projecto, que permitam o cálculo dessas forças e resistência estrutural.

Sendo o projeto de um transformador de potência bastante conservador, qualquer optimização requer inúmeros testes e verificações, pois a segurança não pode ser posta em causa.

Assim, o projecto de um transformador tipo shell em regime elasto-plástico sujeito a curto-circuito, permite uma optimização rápida e fiável de massa e forma da estrutura mecânica.

Para tal, o dimensionamento da estrutura do transformador necessita do conhecimento à priori das forças eletromagnéticas e do comportamento dinâmico do modelo em regime elasto-plástico.

Este estudo apresenta assim, um novo tipo de estrutura resistente ao curto-circuito do transformador tipo Shell, no qual se analisam materiais e geometrias optimizadas.

Inicialmente foi caracterizado o material, tendo-se efectuado a recolha das suas propriedades e a sua caracterização mecânica. Foram determinadas a sua Tensão de Cedência, o Módulo de Elasticidade, o Coeficiente de Poisson, e a Curva Tensão-Deformação Verdadeira.

Recorrendo ao comportamento real do material e à modelação computacional da estrutura optimizada, efectuou-se o dimensionamento em regime elasto-plástico da nova estrutura para solicitações de curto-circuito pela técnica dos elementos finitos. Validou-se o modelo numérico ao comparar os resultados obtidos experimentalmente em ensaios mecânicos à estrutura.

Referências

[1] Chakrabarty, J., Theory of Plasticity, Elsevier Butterworth-Heinemanna, 2006.

[2] Z. Andjelic, A. Fazlagic e R. S. Girgis, “Applications of 3D Simulation of Field Problems and Performance Upgrades of Large Power Transformers”, in *Transmission and Distribution Conference and Exhibition* (2007).

[3] E.E. Almeida, H.G. Mendes e A. Marques Pinho, “Experimental Validation of a Core Type Power Transformer”, in *ASME Mechanical Engineering Congress & Exposition* (2009).

[4] R.W. Haack e R.S. Girgis, “Experimental Verification of Three-Dimensional Analysis of Leakage Magnetic Fields in Large Power Transformers”, in *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, Vol PAS-102, No. 9, 1983.

Elasto-Plastic Analysis of the Active Support Part of a Shell-Type Power Transformers During a Short-Circuit

Cassiano C. Linhares¹, Vitor H. Carneiro¹, A. Marques Pinho¹, Hélder G. Mendes²

¹ Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade do Minho

Campus de Azurém – Guimarães (Portugal)

e-mail: a55770@alunos.uminho.pt; a53996@alunos.uminho.pt; acmpinho@dem.uminho.pt;

² Power Transformer R&D, EFACEC Energia S.A.

São Mamede de Infesta, Portugal

e-mail: hmendes@Efacec.pt

Abstract

The design of Power Transformers is based on empirical knowledge and Elastic Theory of Mechanics of Materials. Due to the rise of materials' costs, nowadays the designers need to reduce the safety factors because they need to reduce the material used and their transportation cost. The short-circuit is the most expensive and common failures on Power Transformers. Based on a new geometry of the main frame for Shell type Power Transformer, this paper shows the results of a nonlinear dynamic simulation to study the behavior of main frame structure under a short-circuit forces. First, the short-circuit forces are calculated via traditional electrical equations. Then, using SolidWorks software, the simulation of short-circuit forces on main frame is presented. From the results of this study it can be concluded that the zones who exceeds the yield stress are mainly in interior side of main frame, specially next to the reinforcements.

Keywords

Short-circuit, Numerical Methods, Shell Type, Elastic-Plastic, Dynamic.

1. Introduction

Power Transformers are one of the most important and critical equipments in energy systems.

Nowadays, the market demands that transformers manufacturers and their customers increase the requirements of transformers mechanical and electrical properties. Due to the higher power, the materials price rise and the lowest profit, designers are forced to use small factors of safety.

Design based on empirical knowledge and Elastic Theory of Mechanics of Materials with larger factor of safety are no longer accepted. Today, with advanced numerical methods, e.g. Finite Elements Methods, it is possible make more complex simulations, e.g. magnetic leakage flux and short-circuit electromagnetic forces.

During a short-circuit, electromagnetic forces attain values that can make serious damage, or even destroy the transformer. As such, the basis of transformers structural

design is to determinate the values of the forces during a short-circuit.

Thus, it's necessary for a Power Transformer, a software capable of showing the pattern forces for a short-circuit and their magnitude.

The literature about Power Transformer is almost based in 2D analysis for determinate the magnetic field or short-circuit forces acting on windings.[2][3][4] However, this methods aren't precise enough for Shell type due his complex geometry. Therefore, for Shell type transformer is necessary to use 3D methods. [5][6]

Other aspect is the similarity between short-circuit forces and impact forces, where the high velocities of forces cause different reactions of material according with variation of deformation and inertia. Thus, the dynamic behavior of the transformer has to be studied in order to calculate the stresses and displacements resulted by the short-circuit forces.

In this paper, the FEM in SolidWorks software is used to study the elasto-plastic response of four different steel alloys under dynamic short-circuit forces on a new geometry of main frame for Shell Type Power Transformers.[7]

The optimization of main frame, based on material and form, allows to attain a lighter structure and than a less cost for material and transportation of Power Transformer.

2. Short-Circuit

The most expensive and common failures on Power Transformers are caused by insulation and material.[8] This failures create short-circuits and all the structure of the transformer is affected by the severity of this event.

Stress resulting by the short-circuit can be mechanical or thermal. According [9] a Power Transformer is more subject to mechanical stress due higher currents while Distribution Transformers are more subject to thermal stresses.

Between various types of short-circuit, the three-phase is the less frequent but it's the most dangerous for the

transformer. Thus, the design of transformer is made for withstand to three-phase short-circuit.[10]
 Between two types of Power Transformer, Core and Shell, is the second who present better capacity to withstand short-circuit forces [11]
 Electromagnetic forces in pancake coils are 23% less than concentric coils [12].

3. Electromagnetic Force

Windings and main frame must be designed to withstand electromagnetic forces during a short-circuit. Electromagnetic forces are proportional to electric current squared and magnetic field, and the direction of the force is perpendicular to the plane of the above vectors.
 The pattern of the magnetic field depends on the geometry of transformer and the impermeability of the materials.

The electromagnetic force is expressed by the equation [13]:

$$F(t) = F_{\max} \left(\frac{1}{2} + e^{-\frac{2t}{\tau}} - 2e^{-\frac{t}{\tau}} \times \cos(\omega t) + \frac{1}{2} \cos(2\omega t) \right) \quad (4)$$

In this paper we studied a Shell Type Transformer, in which it's necessary make a 3D simulation to obtain the pattern of the magnetic field.
 In Shell Type Transformer, the electromagnetic forces acts perpendicularly to the pancake coil (Fig. 2).[11]

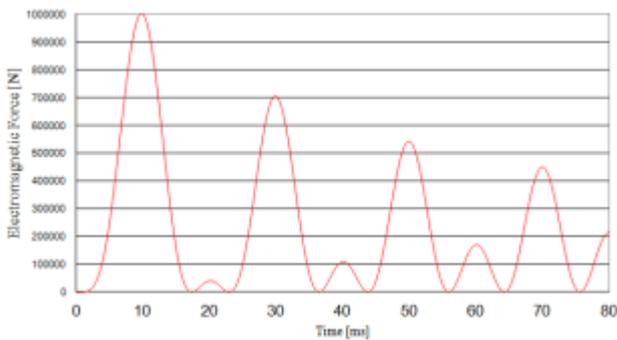


Fig. 1. Short-circuit force

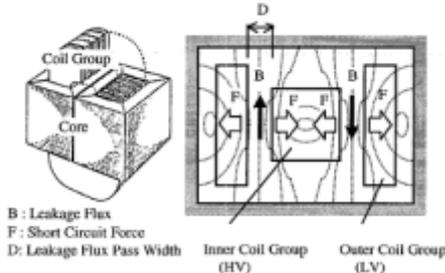


Fig. 2. Short-circuit forces of Shell Type Transformer [11]

4. Model

A. New Geometry

This paper presents a new geometry of the main frame of shell type transformer. In reference [7] this geometry and others were tested using static tests, and this geometry had the best results.

This structure is constituted by sheets steel and assembled by welding, and so it's very difficult to simulate this last parameter. Therefore, for trust on results, the models were built on a scale in order to compare the experimental results with the simulation.



Fig. 3. Experimental Main frame

B. Materials

In this project, four different steels were analyzed, that can be divided in two types, S275 and S355 are structural steels, whereas Weldox 700 and Imex 700 are high strength steels.

The Fig. 4 illustrates the mechanical characteristics of the four steels alloys used in this study. The perpendicular and parallel are the directions of laminations for each specimen used in tensile testing.

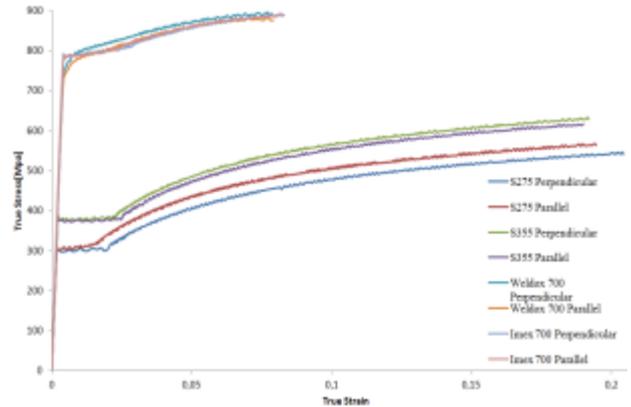


Fig. 4. True stress-strain curve

C. Nonlinear Studies

In the nonlinear dynamic analysis of the shell main frame the SolidWorks Simulation software was used, and the equilibrium equations at the time step are:

$$[M]^{t+\Delta t} \{U''\}^{(t)} + [C]^{t+\Delta t} \{U'\}^{(t)} + {}^{t+\Delta t}[K]^{(t)} \{U\}^{(t)} = {}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^{t+\Delta t}\{F\}^{(t-1)} \quad (5)$$

Where:

$[M]$ - Mass matrix of the system;

$[C]$ - Damping matrix of the system;

${}^{t+\Delta t}[K]^{(t)}$ - Stiffness matrix of the system;

${}^{t+\Delta t}\{R\}$ - Vector of internally applied nodal loads;

- ${}^{t+\Delta t}\{F\}^{(i-1)}$ - Vector of internally generated nodal forces at iteration (i-1);
- ${}^{t+\Delta t}[\Delta U]^{(i)}$ - Vector of incremental nodal displacements at iteration (i);
- ${}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i)}$ - Vector of total displacements at iteration (i);
- ${}^{t+\Delta t}\{U^{(i)}\}^{(i)}$ - Vector of total velocities at iteration (i);
- ${}^{t+\Delta t}\{U^{(i)}\}^{(i)}$ - Vector of total accelerations at iteration (i).

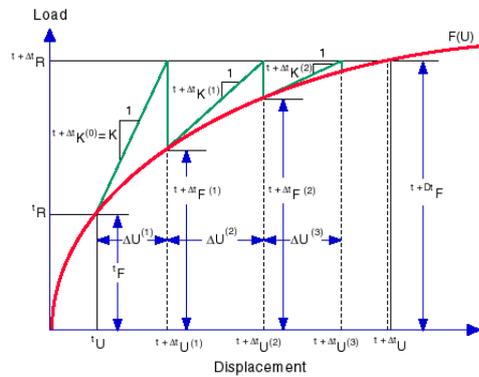


Fig. 5. Newton-Raphson Method

The Newton Raphson Method was the iterative method used to solve nonlinear equations. In this method, the tangential stiffness matrix is calculated at each iteration as shown in Fig. 5.

The materials are considered isotropy, that means that steel properties are uniformity in all orientations. However, as seen previously in Fig. 4, the curve of S355, Imex 700 and Weldox 700 are very similar for parallel and perpendicular directions.

5. Computer results

In simulations was used a quarter of the model for make the simulation simpler and hence faster.

The results from computer simulations are shown in Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8 and Fig. 9. They show the stress values for each of the four steels under short-circuit force in the same zone of the structure, next to the reinforcement (Fig. 10).

It shows the variation of stress for parallel and perpendicular directions of lamination, and also the variation of the short-circuit force for the first 80 milliseconds.

The curve of stress is very different from curve of short-circuit force when the small peaks occurs, on 20 or 40 milliseconds for example. This happens in all materials but it's more significant on S275 and S355.

In the first peak of short-circuit all materials reach the plastic domain but S275 and S355 reach more times during 80 ms.

The Imex 700 and Weldox 700 curves are more smooth than others, this can be explain by permanent deformation on main frame.

Weldox 700 and Imex 700 are high strength steel and so they can resist to short-circuit force without reach plastic zone. Thus, this two materials can resist without or with very small permanent deformation.

However, the most of structure don't reach the yield stress. One of the solutions for optimization of structure of the main frame can be different thicknesses or materials for each sheet.

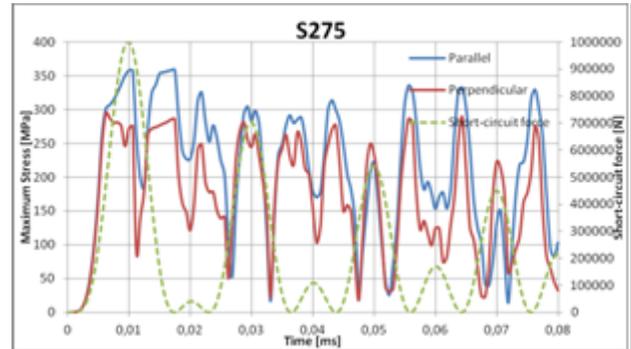


Fig. 6. Maximum Stress for Steel S275

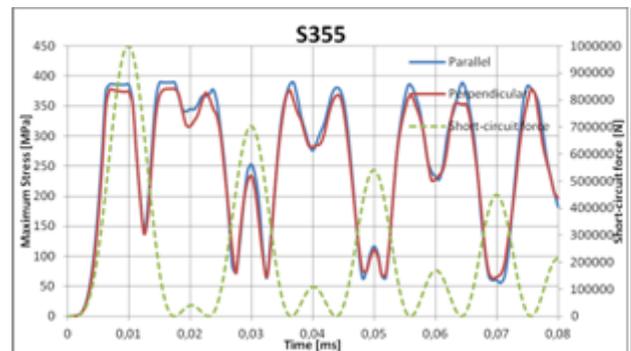


Fig. 7. Maximum Stress for Steel S355

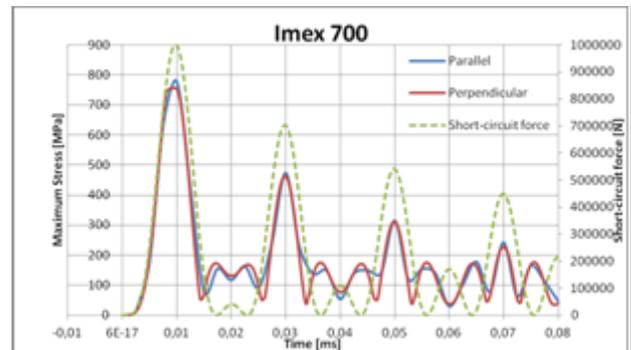


Fig. 8. Maximum Stress for Steel IMEX 700

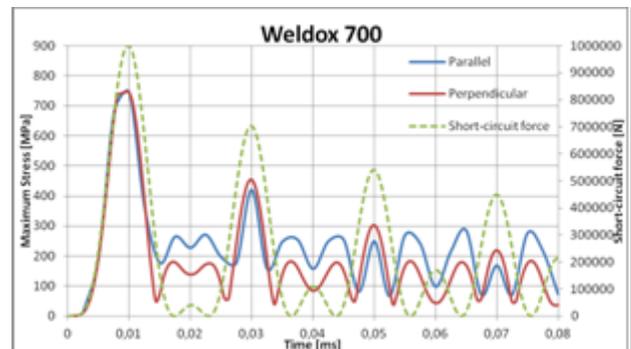


Fig. 9. Maximum Stress for Steel WELDOX 700

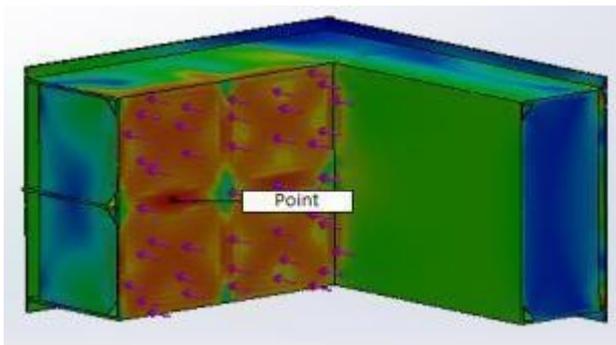


Fig. 10. Maximum stress next to reinforcements

6. Conclusion

This paper has presented a dynamic studied using Finite Element Method to obtain and analyze the behavior of a new geometry for main frame of Shell-Type Power Transformers

During a short-circuit, the electromagnetic forces reach several of tons only in a few milliseconds. The force act so fast that the material don't react with the same way as in a static situation. Therefore, it was necessary consider the dynamic behavior of structures subject to dynamic forces such as short-circuit.

A new geometry for main frame of Shell Type Power Transformer was modeled using finite element method and the short-circuit force on different steels were studied. In this study the effect of dynamic forces are considered and the analysis results indicate that the main zones in main frame affected for short-circuit are in interior side of yoke.

The results indicate that using Imex 700 or Weldom 700 the area above the yield stress is very small compared with S275 and S355.

However, there is many zones on main frame that they don't reach high stress, so they don't need to have the same thickness of the sheet or even be the same material. It can be concluded that Weldom 700 and Imex 700 have better performance than S275 and S355, because they have less permanent deformation.

Acknowledgment

The authors thank to Department of Mechanical Engineering of University of Minho and EFACEC for providing the equipments, materials and information for this paper.

References

- [1] E.E. Almeida, H.G. Mendes e A. Marques Pinho, "Experimental Validation of a Core Type Power Transformer", in *ASME Mechanical Engineering Congress & Exposition* (2009).
- [2] Watts, G. B., "A Mathematical Treatment of the Dynamic Behaviour of a Power-Transformer Winding Under Axial Short-Circuit Forces", in *Proc. I.E.E.* , Vol. 110, No. 3, pp. 551-560, March 1963
- [3] Madin, A.B., Whitaker, J. D., "The Dynamic Behaviour of a Transformer Winding under axial short-circuit forces", in *Proc. I.E.E.* , Vol. 110, No. 3, pp. 535-550, March 1963

[4] Reza Feyzi, M., Sabahi, M., "Finite Element Analyses of Short Circuit Forces in Power Transformers with Asymmetric Conditions", *IEEE.* , pp. 576-581, 2008

[5] Z. Andjelic, A. Fazlagic e R. S. Girgis, "Applications of 3D Simulation of Field Problems and Performance Upgrades of Large Power Transformers", in *Transmission and Distribution Conference and Exhibition* (2007).

[6] R.W. Haack e R.S. Girgis, "Experimental Verification of Three-Dimensional Analysis of Leakage Magnetic Fields in Large Power Transformers", in *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, Vol PAS-102, No. 9, 1983.

[7] Carneiro, V.H., Linhares, C.C., Marques Pinho, A.C., Mendes, H.G., "Experimental Structural Analysis of the Active Support Part of a Shell-Type Power Transformer Submitted to Short-Circuit", 13^a Spanish-Portuguese Conference on Electrical Engineering, Paper no. 197, 3013

[8] BARTLEY, W. H. Analysis of transformer failures. International Association of Engineering Insurers - 36th Annual Conference of IMIA, 2003.

[9] IEEE/ANSI C57.109. IEEE guide for transformer through-fault-current duration.[S.l.], 1985.

[10] WATERS, M. The Short-Circuit Strength of Power Transformers. 5. ed. [S.l.]:Macdonald and Co., London, 1966.

[11] Murakami, H., Hosokawa, N., Nakatsuka, S., Banjaya, N., Kishi, A., Takano, M., Short Circuit Strength of Shell-Form Transformer, IEEE, 2001

[12] Kashtiban, A. M., Vahedi, A., Halvaei, A., Investigation of Winding Type effect on Leakage Flux of Single Phase Shell Type Transformer Using FEM, pp 1755-1758

[13] Bertagnolli, G., "The ABB approach to short-circuit duty of power transformers 3rd edition", ABB Management Services Ltd Transformers. Switzerland, 2007

