

ESTUDO DE ESTRUTURAS COM BARRAS PRESSURIZADAS

TIAGO CARDOSO FERNANDES

Dissertação submetida para satisfação parcial dos requisitos do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA CIVIL — ESPECIALIZAÇÃO EM ESTRUTURAS

Orientador: Professor Doutor Pedro Alvares Ribeiro Carmo Pacheco

Coorientador: Professor Doutor António Morgado André

Coorientador: Eng.º Gilberto Castro Alves

JULHO DE 2016

MESTRADO INTEGRADO EM ENGENHARIA CIVIL 2015/2016

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL

Tel. +351-22-508 1901

Fax +351-22-508 1446

✉ miec@fe.up.pt

Editado por

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Rua Dr. Roberto Frias

4200-465 PORTO

Portugal

Tel. +351-22-508 1400

Fax +351-22-508 1440

✉ feup@fe.up.pt

🌐 <http://www.fe.up.pt>

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição que seja mencionado o Autor e feita referência a *Mestrado Integrado em Engenharia Civil - 2015/20156 - Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2016.*

As opiniões e informações incluídas neste documento representam unicamente o ponto de vista do respetivo Autor, não podendo o Editor aceitar qualquer responsabilidade legal ou outra em relação a erros ou omissões que possam existir.

Este documento foi produzido a partir de versão eletrónica fornecida pelo respetivo Autor.

A todos que fizeram de mim uma pessoa melhor, em especial à minha família.

“Algo só é impossível até que alguém duvide e resolva provar o contrário”

Albert Einstein

AGRADECIMENTOS

A realização desta dissertação não teria sido possível sem o apoio e o contributo de algumas pessoas a quem pretendo demonstrar todo o meu agradecimento.

Em primeiro lugar, ao Professor Doutor Pedro Pacheco pela sugestão do tema desta dissertação, tema esse que desde logo cativou o meu interesse. Pelo seu espírito contagiante e carácter motivador, como também pelo seu contributo na realização desta dissertação.

Ao Eng.º Gilberto Alves e ao Professor Doutor António André pelo apoio incansável e dedicação demonstrados ao longo do trabalho.

Ao Eng.º Dinis Sottomayor e à Eng.ª Teresa Oliveira pela disponibilidade em discutir assuntos relacionados com a pressurização e os seus sistemas.

Ao técnico Sr. Fernando Oliveira e ao Laboratório de Materiais de Construção da Universidade do Algarve pela colaboração prestada.

Aos meus pais, tios e avós, pelos sacrifícios e por me terem proporcionado todas as condições para o sucesso ao longo do meu percurso académico, que se finaliza com esta etapa.

Aos meus grandes amigos que sempre me acompanham em todas as fases da minha vida.

RESUMO

Na generalidade, este trabalho tem como objetivo fazer um primeiro estudo sobre estruturas com barras pressurizadas, procurando avaliar o seu efeito no desempenho estrutural global.

É apresentado um estudo muito simplificado sobre a contribuição da aplicação de pressão em fluídos, interiores a elementos estruturais tubulares fechados, sujeitos a cargas exteriores de compressão com o propósito de avaliar a respetiva influência na ocorrência de fenómenos de encurvadura.

São também apresentados estudos sobre estruturas metálicas treliçadas com a inclusão de tubos pressurizados. Neste caso, são particularmente avaliados os efeitos deste tipo de elementos na deformação das estruturas (mais concretamente nos deslocamentos a meio vão). Neste trabalho foi levada a cabo uma análise comparativa entre uma estrutura convencional e uma estrutura com barras pressurizadas. O estudo foi elaborado de forma a que em ambas fosse cumprido um mesmo critério de deformações admissíveis. Simultaneamente, analisaram-se os resultados aos níveis de tensões instaladas e de esforços verificados nos tubos pressurizados, bem como alguns dos fenómenos que contribuem para o seu comportamento estrutural.

Este trabalho contribui para uma primeira reflexão sobre esta temática, sugerindo uma abordagem para o problema, bem como os critérios de dimensionamento que permitem assegurar o correto funcionamento em serviço dos tubos pressurizados. Deste modo, nesta dissertação, será explicitado o dimensionamento de uma treliça que recorre a esta tecnologia, com todos os esforços discriminados e corretamente tratados.

PALAVRAS-CHAVE: compressão, encurvadura, pressão interior, fluídos-pressurizados, estruturas pressurizadas.

ABSTRACT

Mostly, the main goal of this work is to initiate the research about structures with pressurized elements and to evaluate its effects on structural behaviour.

The contribute of applying pressure in fluids in the interior of circular hollow sections, submitted to an external compression load, and the respective influence on buckling are presented in a simplified study.

Studies on metallic trussed structures behaviour, containing pressurized tubes are also presented. In this case, the effects of the inclusion of this type of elements in the mid span deflection are particularly evaluated. So, in this thesis, a comparative analysis between a traditional structure and one with pressurized tubes was made. The study was performed comprising a reasonable deflection criterion. Simultaneously, the results of the forces and stress analysis verified on the pressurized tubes, as well as some of the details that contribute for its structural behaviour were taken in account.

This work contributes to a first reflexion about this issue, suggesting a new approach to the problem, as well as the design criterion for the proper working conditions on the pressurized tubes, under Service Limit State. So, in this dissertation, the design steps of a trussed structure using this technology will be presented, with all the forces separately and properly considered.

KEYWORDS: compression, buckling, internal pressure, pressurized fluids, pressurized structures.

ÍNDICE GERAL

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	iii
ABSTRACT	v
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. NOTA INTRODUTÓRIA	1
1.2. OBJETIVOS DA DISSERTAÇÃO	1
1.3. ESTRUTURAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	2
2. ESTADO DA TÉCNICA	3
2.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS	3
2.2. ESTUDOS SOBRE A ENCURVADURA EM ELEMENTOS PRESSURIZADOS	6
2.3. TIPOS DE FLUÍDOS HIDRÁULICOS E SUAS PROPRIEDADES	8
2.3.1. TIPOS DE FLUÍDOS HIDRÁULICOS TÍPICAMENTE UTILIZADOS	8
2.3.1.1. Óleos minerais	9
2.3.1.2. Fluídos resistentes ao fogo	9
2.3.1.3. Fluídos ambientalmente aceites	10
2.3.2. PROPRIEDADES FÍSICAS DOS FLUÍDOS	11
2.3.2.1. Massa específica	11
2.3.2.2. Módulo de Compressibilidade	11
2.3.2.3. Expansão Térmica	12
2.3.2.4. Viscosidade cinemática	12
2.3.2.5. Ponto de Inflamação	15
2.3.2.6. Ponto de solidificação	15
2.3.2.7. Solução de Ar	15
2.3.2.8. Cavitação	16
2.3.3. PROPRIEDADES QUÍMICAS	16
2.3.3.1. Propriedades lubrificantes	16
2.3.3.2. Propriedades desgasificantes	17
2.3.3.3. Oxidação	17
2.3.3.4. Ponto de Anilina	18
2.4. CONSIDERAÇÕES SOBRE SISTEMAS DE PRESSURIZAÇÃO	18

3. FENÓMENOS RELEVANTES PARA O ESTUDO DE ELEMENTOS PRESSURIZADOS	21
3.1. ANÁLISES NUMÉRICAS DE ELEMENTOS ISOLADOS	21
3.2. CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO DE BARRAS PRESSURIZADAS	37
3.3. ENQUADRAMENTO REGULAMENTAR NO EC 3	39
4. ANÁLISE ESTRUTURAL DE UMA ESTRUTURA COM BARRAS PRESSURIZADAS E COMPARAÇÃO COM UMA ESTRUTURA CONVENCIONAL	43
4.1. DETALHES DO DIMENSIONAMENTO	43
4.2. DIMENSIONAMENTO DO TUBO PRESSURIZADO.....	48
4.3. COMPARAÇÃO DE RESULTADOS	55
5. CONCLUSÕES E ESTUDOS FUTUROS	59
5.1. CONCLUSÕES.....	59
5.2. ESTUDOS FUTUROS.....	60

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1 – Estádio coberto Silverdome, Pontiac (Michigan)	5
Fig. 2 – Relação entre a viscosidade e a temperatura para diferentes Índices de Viscosidade	14
Fig. 3 - Definição geométrica de Índice de Viscosidade	15
Fig. 4 - Geometria do tubo estudado	22
Fig. 5 - Pormenor da aplicação da carga exterior	23
Fig. 6 - Pormenor dos apoios modelados	23
Fig. 7 - Combinações utilizadas na modelação	24
Fig. 8 – Gráfico dos fatores de carga obtidas para as diferentes esbeltezas	26
Fig. 9 - Mapa de tensões horizontais na parede do tubo para o caso de pressão interior nula (0 MPa)	28
Fig. 10 - Mapa de tensões longitudinais na parede do tubo para o caso de pressão interior nula (283,4 MPa)	28
Fig. 11 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo (283,4 MPa)	29
Fig. 12 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo para uma pressão interior de 10 bar (286,7 MPa)	29
Fig. 13 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo para uma pressão interior de 15 bar (290,7 MPa)	30
Fig. 14 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo para uma pressão interior de 20 bar (296,2 MPa)	30
Fig. 15 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo para uma pressão interior de 30 bar (311,5 MPa)	31
Fig. 16 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo para uma pressão interior de 40 bar (331,75 MPa)	31
Fig. 17 – Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante (χ)	34
Fig. 18 – Resultados obtidos na análise do efeito estabilizador dos topos do tubo	35
Fig. 19 - Pormenor dos apoios elásticos introduzidos	35
Fig. 20 - Tensão longitudinal nas paredes do tubo sem apoios elásticos (75 MPa)	36
Fig. 21 - Tensão longitudinal nas paredes do tubo com apoios elásticos no topo superior (45 MPa) .	37
Fig. 22 – Idealização do conceito que se pretende validar	38
Fig. 23 – Efeito do peso próprio na deformada numa barra inclinada	39
Fig. 24 - Vista frontal da treliça analisada e modelação da carga distribuída	43
Fig. 25 - Perfis utilizados para resistir ao Estado Limite Último	44

Fig. 26 - Rácios de aproveitamento da secção bruta das cordas superiores	44
Fig. 27 - Rácios de aproveitamento da secção bruta das cordas inferiores	44
Fig. 28 - Rácios de aproveitamento da secção bruta das diagonais e dos montantes.....	45
Fig. 29 - Mapa de quantidades da treliça dimensionada apenas para o seu ELU.....	45
Fig. 30 - Deslocamentos em serviço do nó que se encontra a meio vão da treliça.....	46
Fig. 31 - Perfis utilizados para controlar a deformação de 5 centímetros.....	46
Fig. 32 - Deslocamentos em serviço da treliça que impõe uma deformação de 5 centímetros	46
Fig. 33 - Rácios de aproveitamento da secção bruta das cordas superiores	47
Fig. 34 - Rácios de aproveitamento da secção bruta das cordas inferiores	47
Fig. 35 - Rácios de aproveitamento da secção bruta das diagonais e dos montantes.....	47
Fig. 36 - Mapa de quantidades da treliça à qual se aumentou a inércia das cordas e que verifica a deformação de 5 centímetros	48
Fig. 37 - Geometria da treliça pressurizada	49
Fig. 38 - Vista frontal da treliça pressurizada	49
Fig. 39 - Vista lateral da treliça pressurizada	49
Fig. 40 - Pormenor de um dos dois elementos de ligação intermédia entre a treliça e o tubo pressurizado	50
Fig. 41 - Pormenor dos elementos de ligação nos apoios da treliça (barras horizontais)	51
Fig. 42 - Esforço axial do tubo pressurizado quando sujeito às condições de serviço	52
Fig. 43 - Deslocamentos verificados em serviço para a treliça pressurizada	52
Fig. 44 - Momento fletor máximo apenas devido ao peso próprio do tubo (1,82 kN.m)	54
Fig. 45 - Momento fletor máximo devido ao conjunto tubo-óleo (2,29 kN.m)	54
Fig. 46 - Validação do modelo com dimensionamento pelo método convencional	55
Fig. 47 - Validação do modelo com o tubo pressurizado	56
Fig. 48 - Valores das reações obtidas no modelo com dimensionamento pelo método convencional	56
Fig. 49 - Valores das reações obtidas no modelo com tubo pressurizado	56
Fig. 50 - Mapa de quantidades da treliça pressurizada	57

ÍNDICE DE QUADROS

Quadro 1 - Fluídos hidráulicos tipicamente utilizados e respectivas normas	9
Quadro 2 - Classes de viscosidade e limites superiores e inferiores, segundo a norma ISO 3448	13
Quadro 3 - Características geométricas e material do tubo	22
Quadro 4 - Relação da pressão interior com o fator de carga do tubo com 15 metros de comprimento	24
Quadro 5 - Relação da pressão interior com o fator de carga do tubo com 30 metros de comprimento	24
Quadro 6 - Relação da pressão interior com o fator de carga do tubo com 60 metros de comprimento	25
Quadro 7 - Relação da pressão interior com o fator de carga do tubo com 510 metros de comprimento	25
Quadro 8 - Tensões de Von Mises obtidas para os diferentes tubos, variando a pressão interior instalada	26
Quadro 9 - Valores das tensões para os diferentes níveis de pressão aplicados	32
Quadro 10 – Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante para o tubo com 15 metros de comprimento, segundo o EC 3.....	32
Quadro 11 - Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante para o tubo com 30 metros de comprimento, segundo o EC 3.....	33
Quadro 12 - Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante para o tubo com 60 metros de comprimento, segundo o EC 3.....	33
Quadro 13 - Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante para o tubo com 510 metros de comprimento, segundo o EC 3.....	33
Quadro 14 - Geometria do tubo e respetivos parâmetros	53
Quadro 15 - Verificações de tensões para dimensionamento do tubo pressurizado	53
Quadro 16 - Influência do momento fletor devido ao peso próprio do conjunto tubo-óleo na tensão longitudinal	55
Quadro 17 - Peso em aço	57

SÍMBOLOS, ACRÓNIMOS E ABREVIATURAS

LETRAS LATINAS MAIÚSCULAS

V_0 - Volume inicial [m³]

E - Módulo de elasticidade [GPa]

E_v - Módulo de elasticidade volumétrico [GPa]

N_{cr} - Valor crítico do esforço normal associado ao modo de encurvadura elástica relevante, baseado nas propriedades da secção transversal bruta [kN]

P_{Ext} - Força de compressão atuante [kN]

M_{pp} - Momento fletor devido ao peso próprio [kN.m]

P_{ext} - Carga exterior de compressão atuante no tubo [kN]

I - Inércia à flexão [m⁴]

A_{tubo} - Área do tubo [m²]

A_{int} - Área interior do tubo [m²]

A_v - área resistente ao esforço transversal [m²]

A_{net} - área da secção útil na zona com furos de ligação [m²]

L_{tubo} - Comprimento do tubo [m]

P_{int} - Pressão interior [kPa]

D - Diâmetro do tubo [m]

LETRAS LATINAS MINÚSCULAS

f_y - Tensão de cedência [MPa]

f_u - Tensão última [MPa]

LETRAS GREGAS MAIÚSCULAS

ΔV - Variação de volume [m³]

ΔT - Variação de temperatura [K]

LETRAS GREGAS MINÚSCULAS

η - Viscosidade cinemática [mm².s⁻¹]

σ_l - Tensão longitudinal [MPa]

σ_h - Tensão horizontal [MPa]

σ_{V-M} - Tensão de Von Mises [MPa]

α - Coeficiente expansão térmica [-]

γ_{Mi} - Coeficientes parciais de segurança [-]

α_{cr} - Fator de carga crítico associado ao modo de encurvadura elástica relevante [-]

ρ - Massa específica de um fluido [kg/m³]

χ - Coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante [-]

1

INTRODUÇÃO

1.1. NOTA INTRODUTÓRIA

Desde a antiguidade que o Homem revelou uma grande paixão e admiração pelas construções megalómanas. No entanto, a característica transversal a todas estas obras era o exagerado recurso material que elas detinham, uma vez que os elementos eram colocados uns sobre os outros e os materiais conhecidos eram ainda restritos.

Por outro lado, numa fase inicial o Homem também se preocupou com o transporte de água e cedo começou a questionar-se sobre as suas potencialidades para os mais diversificados fins (Huebsch et al., 2009). O desenvolvimento dos sistemas de distribuição de água para consumo e irrigação da civilização Romana, bem como dos projetos navais e militares, estimularam o interesse pela mecânica dos fluídos para uma panóplia de aplicações.

Baseados nesse conhecimento, os sistemas hidráulicos têm origem no final do séc. XVII com a invenção da prensa hidráulica, que utilizava água como fluído hidráulico transmissor de forças. Anos mais tarde, no séc. XX o óleo substituiu a água e tornou-se no fluído hidráulico tipicamente utilizado na indústria, uma vez que possui melhores propriedades lubrificantes, sendo menos afetado pela temperatura e tendo uma maior viscosidade, o que minimiza as fugas (Teixeira, 2015).

Como se sabe, o dimensionamento de elementos sujeitos a esforços de compressão não é condicionado exclusivamente pela capacidade resistente das suas secções transversais e materiais constituintes. A encurvadura é em muitas aplicações o fenómeno governante no dimensionamento. Neste trabalho procurou estudar-se conceptualmente uma forma de minimizar os efeitos deste fenómeno com recurso à aplicação de pressão.

1.2. OBJETIVOS DA DISSERTAÇÃO

Este trabalho tem como objetivos centrais estudar a influência da pressurização interna na resposta de um elemento em compressão e analisar o efeito de um elemento pressurizado no controlo de deformação de uma estrutura treliçada.

Para levar a cabo este trabalho, primeiramente, em consonância com a análise da influência da pressão interior no fator de carga de um tubo, foi utilizado um modelo numérico em Elementos Finitos de espessura reduzida, submetido a uma carga de compressão axial e a um determinado nível de pressão

instalada no seu interior, com o objetivo de avaliar de forma elementar os fenómenos relevantes associados ao elemento pressurizado. Posteriormente, para levar a cabo a análise do efeito de um tubo pressurizado ao nível do controlo de deformações, foi desenvolvido um estudo comparativo em que se procurou controlar a deformação de uma estrutura pela via clássica e pela via da aplicação de elementos pressurizados.

1.3. ESTRUTURAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

A presente dissertação está estruturada em 5 capítulos, nos quais se apresenta o desenvolvimento do tema.

O capítulo 2 apresenta uma breve sùmula da evolução das estruturas pressurizadas, bem como do progresso ao nível dos sistemas hidráulicos. São não só referidos quais os fluídos hidráulicos tipicamente utilizados na indústria nos dias de hoje, como também as propriedades físicas e químicas que devem ser controladas na sua aplicação a um sistema de pressurização.

No capítulo 3 são descritos os fenómenos que terão de ser salvaguardados na aplicação de um tubo pressurizado, bem como os efeitos benéficos e desfavoráveis que repercutem. Também neste capítulo se elaborou uma explicação do conceito que se pretende validar e uma proposta dos critérios de dimensionamento aparentemente mais adequados. No final, são mencionadas todas as verificações que a estrutura e o tubo terão de ser objeto, segundo o Eurocódigo 3.

O capítulo 4 trata de forma detalhada a aplicação de um tubo pressurizado numa estrutura treliçada, comparando essa solução com a hipótese convencional ao nível do peso em aço, com o objetivo verificar o mesmo deslocamento a meio vão em ambos os casos.

No capítulo 5 serão explanadas as conclusões retiradas das análises levadas a cabo, bem como as propostas do autor para os estudos futuros relativos a esta temática.

2

ESTADO DA TÉCNICA

2.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Desde as pirâmides do Egito, os pilares dos templos gregos, os arcos e as cúpulas dos Romanos até às catedrais góticas da Idade Média, a história da Engenharia Civil está repleta de obras magníficas e monumentais. Na sua construção as pedras eram colocadas umas sobre as outras de forma a conceber a estrutura e eram suportadas, essencialmente, pela ação da gravidade. Na Antiguidade, como demonstração do poder financeiro e social do proprietário, em alguns casos, estes edifícios utilizavam recursos exagerados tanto em termos económicos como também em materiais e em mão-de-obra. Por vezes, eram necessárias várias gerações para completar estas obras sendo que muitos dos elementos nunca viriam a ficar completamente concluídos. No entanto, de um ponto de vista estrutural, estas estruturas funcionavam essencialmente à compressão, o que, em alguns casos, tem a desvantagem de poder conduzir à instabilidade por encurvadura (Luchsinger et al., 2004).

Este fenómeno de encurvadura ocorre quando o valor da carga crítica de uma barra comprimida é excedida. Esta carga crítica de uma barra axialmente comprimida também se pode definir como carga crítica de Euler. A teoria de Euler indica que, uma barra sem imperfeições iniciais e com a carga a atuar no seu centro de gravidade, permanecerá alinhada enquanto a carga é aumentada de zero até um certo valor crítico. Quando essa carga crítica é atingida, a barra pode fletir (Southwell, 1932). Assim sendo, quanto maior altura um pilar tiver, menor capacidade de carga ele possui, e, para contrariar esta redução do fator de carga crítica, será necessário proceder a um aumento da sua inércia. No entanto, maiores secções transversais do pilar traduzem-se numa maior quantidade de material necessária, o que conduz a um sobrecusto.

O desenvolvimento dos sistemas de distribuição de água para consumo teve um papel preponderante no estímulo do progresso da mecânica dos fluídos. Apesar de nas primeiras aplicações este desenvolvimento assentar num procedimento de tentativa e erro, não usando qualquer conceito matemático ou mecânico, começou a formar-se um conhecimento empírico que serviu de base para o desenvolvimento que ocorreu durante a civilização da Grécia Antiga e na ascensão do Império Romano, não sofrendo qualquer tentativa para adicionar conhecimento durante a Idade Média (Huebsch et al., 2009). No início do Renascimento é possível identificar múltiplas contribuições de Leonardo da Vinci e de Galileu Galilei que marcaram o início da mecânica experimental e possibilitaram os progressos teóricos e matemáticos associados a Newton, Bernoulli, Euler e d'Alembert (Huebsch et al., 2009).

Os sistemas hidráulicos têm origem no final do séc. XVII com a invenção da prensa hidráulica, por Joseph Bramah, que utilizava água como fluído hidráulico para a transmissão de energia mecânica. Bramah baseou-se no princípio de Pascal que determina, de forma sucinta, que uma pressão exercida num

fluido incompressível confinado é transmitida igualmente em todas as direções ao longo deste. Anos mais tarde, no séc. XX o óleo substituiu a água e passa a ser o fluido hidráulico tipicamente utilizado, visto ter melhores propriedades lubrificantes, ser menos afetado pela temperatura e ter uma maior viscosidade, o que impede que vaze tão facilmente por fugas. Estes sistemas rapidamente se tornaram uma parte indispensável de diversos sectores industriais, pois permitiram otimizar e executar funções operacionais ou industriais outrora impossíveis (Teixeira, 2015). Os gases também têm esta capacidade de transmissão de energia mecânica, tendo a vantagem de serem mais leves que os líquidos, mas são mais compressíveis e compreendem um campo de aplicação do nível de pressão bastante mais restrito atualmente (Huebsch et al., 2009).

Um exemplo de estruturas pressurizadas são os reservatórios de armazenamento ou transporte de líquidos e gases, que são amplamente utilizados na indústria. O método de dimensionamento destes reservatórios acaba por ser amplamente aplicável noutras áreas, uma vez que estes também podem desempenhar a função de componentes de veículos espaciais ou marítimos como foguetões ou submarinos, sendo que nestes últimos, a pressão é externa. No caso ideal dos reservatórios de parede fina, esta atua como uma membrana, uma vez que não tem instaladas tensões devidas à flexão. Estes reservatórios normalmente compreendem duas formas, esférica ou cilíndrica, sendo que a cilíndrica será a mais adequada para transportar, mas revela-se, simultaneamente, menos eficiente visto que as tensões nas paredes variam com a direção e será necessário garantir o efeito estabilizador das tampas (Shen e Tang, 2015).

Como será referido posteriormente, a contribuição da pressão interior para a estabilidade de alguns elementos estruturais já foi comprovada e esta tem sido amplamente materializada nas estruturas insufláveis, uma vez que estas oferecem soluções bastante leves com relativa eficiência estrutural. Buckminster Fuller patenteou na década de 60 o conceito “tensegrity” (“floating compression”), um princípio estrutural baseado na utilização de componentes isolados comprimidos dentro de um campo de tração contínua, de forma a que os membros comprimidos não contactem entre si e os membros pré-esforçados delimitem espacialmente o sistema, ou seja, é uma combinação de uma estrutura pressurizada com elementos estruturais tradicionais como cabos ou treliças (Luchsinger, Pedretti e Reinhard, 2004). Posto isto, esta tecnologia é ideal para estruturas com vãos consideráveis e para estruturas modulares como pontes provisórias, tendas de grandes dimensões e andaimes, abrindo as portas ao estudo da temática da estabilidade induzida por pressão.

Anos mais tarde, houve uma grande contribuição da parte de David Geiger, que se muniu das conclusões de Fuller e foi o responsável pela criação do sistema de coberturas suportadas por ar e pela sua implementação a larga escala, tendo obras como o Silverdome, em Pontiac (Michigan) e o pavilhão gimno-desportivo para os Jogos Olímpicos realizados em Seoul. Uma estrutura suportada por ar (ou insuflável) é qualquer uma que veja a sua integridade estrutural garantida através da utilização de um gás internamente pressurizado. O desenvolvimento desta tecnologia e a atual capacidade computacional são os fatores determinantes para o seu alastramento à escala global e para o progresso destas estruturas tracionadas no séc. XX. Este conceito já era utilizado nos pneus dos veículos e nos balões de ar quente, e começou a ser desenvolvido na engenharia aeronáutica, onde o gás pressurizado internamente confere estabilidade estrutural aos componentes. A característica transversal a todas estas aplicações é o facto de possuírem uma geometria aproximadamente esférica ou cilíndrica como referido anteriormente. Estas estruturas pressurizadas preenchem volumes com uma pressão reduzida, exceto no caso dos pneus (Fang, 2009). Na Fig. 1 é realçada a vista exterior da cobertura do estádio Silverdome, em Pontiac.



Fig. 1 – Estádio coberto Silverdome, Pontiac (Michigan)

No entanto, no caso de vigas insufláveis, também existe compressão e este tipo de estruturas precisam de elementos que evitem a instabilidade por encurvadura. Com isto, nasce um elemento que leva todas estas questões em consideração, a viga Tensairity®, que é constituída por uma viga insuflável (membrana cilíndrica preenchida com ar pressurizado), um elemento de compressão conectado com a viga insuflável e dois cabos em forma helicoidal à volta da viga que estão ligados, em ambas as extremidades, ao elemento de compressão (Luchsinger, Pedretti e Reinhard, 2004).

O arquiteto John Mclean desenvolveu o conceito “Zero-stress” e estudou uma nova possibilidade de tornar as estruturas mais leves com um sistema simples de tubos preenchidos com água, que confere maiores benefícios na poupança de material e na segurança da estrutura (Mclean, 2013).

O aspeto fundamental deste conceito é o seu tubo leve. Ao pressurizar o tubo, este efeito sobrepor-se-á à carga exterior e a secção do tubo poderá deixar de estar submetida a um estado de tensão de compressão para se instalar um estado de tração. Isto sugere que o elemento estará imune à encurvadura por compressão e, ao contrário do que seria de esperar, aumentar o seu comprimento não reduzirá a sua resistência ou eficiência (Mclean, 2013).

Contudo, um pilar com fluído também é submetido a tensões transversais superiores provocando um incremento no seu momento fletor quando comparado com o caso convencional, resistindo a forças laterais que podem conduzir à instabilidade por encurvadura. A flexão é resultado de uma combinação de tensões de tração e de compressão que atuam na secção transversal do elemento. A resistência máxima pode variar entre cerca de metade até um valor semelhante à tensão de rotura quando comparada com a resistência do mesmo tubo carregado em tração. Contudo, esta tecnologia é mais eficiente para pilares longos que o método tradicional (Mclean, 2013).

O princípio deste conceito é conferir à estrutura um estado de tensão de compressões nulas que otimiza a resistência dos materiais usados, para que esta seja bem mais leve. Ao contrário de outros sistemas estruturais, este conceito não se baseia numa configuração geométrica especial e é amplamente aplicável. (Mclean, 2013).

Tendo em conta que o objetivo da industrialização de edifícios é tornar a construção mais económica, significa que, juntamente com a produção industrializada, haverá um desenvolvimento de estruturas simultaneamente mais resistentes e mais leves, bem como progressos na tecnologia dos materiais e da sua aplicação nos componentes do edifício (McClean, 2013).

2.2. ESTUDOS SOBRE A ENCURVADURA EM ELEMENTOS PRESSURIZADOS

A primeira investigação teórica da encurvadura em elementos de casca finos sujeitos a compressão e pressão lateral foi levada a cabo por Flugge em 1932, e as suas conclusões referiam que os efeitos da pressão interior na carga crítica eram negligenciáveis. No entanto, nos anos seguintes, a questão voltou a ser abordada teórica e experimentalmente, cujos resultados contradisseram as conclusões de Flugge. A diferença nas análises reside no facto de que Flugge se baseou na teoria das pequenas deformações, que veio a verificar-se inválida para o caso, uma vez que só é aplicável quando as deformações são pequenas quando comparadas com a espessura do elemento. Sendo que os elementos de casca cilíndricos podem sofrer grandes deformações sem que o patamar de cedência seja atingido, a teoria das grandes deformações será a abordagem teórica mais rigorosa e representativa da realidade (Thompson, 1965). Esta teoria não considera as tensões locais de flexão e assume que as forças externas, uniformemente distribuídas ao longo do elemento, são tangentes à geratriz (Timoshenko e Woinowsky-Krieger, 1959).

A utilização da teoria das grandes deformações para elementos de casca foi fomentada por Von Karman e Tsien, numa tentativa de justificar a discrepância de valores entre os fatores de cargas crítica de encurvadura previstos teoricamente e os obtidos nos resultados experimentais. Estas tentativas mostraram que um elemento de casca pode ser mantido em equilíbrio por uma carga de compressão consideravelmente menor que a prevista teoricamente, o que poderia levar ao colapso dos elementos dimensionados pelo método teórico (Karman, 1941). No entanto, o trabalho de Von Karman e Tsien foi considerado incompleto, visto que a energia potencial total não foi diferenciada tendo em conta todos os parâmetros físicos envolvidos (Thompson, 1965).

Observando os resultados contraditórios de Flugge, Lo, Crate e Schwartz levaram a cabo uma revisão da teoria das grandes deformações, usando o método de Von Karman e Tsien. Os resultados obtidos demonstraram que o fator de carga crítica de encurvadura aumenta com o nível de pressão interior, até um determinado valor a partir do qual se torna aproximadamente constante. O fator de carga crítica de encurvadura obtido através da teoria das grandes deformações para valores elevados de pressão era, portanto, comparável com o da teoria das pequenas deformações (Lo, Crate e Schwartz, 1951).

Os testes conduzidos por Dow mostraram resultados de fatores de carga crítica de encurvadura que se encontravam bem acima da média dos até então realizados. De certa forma, isto deve-se ao facto de que os cilindros foram pressurizados com óleo, aumentando a rigidez do seu interior, o que conduziu a estes resultados ligeiramente mais favoráveis. Outro fator será a não uniformidade da aplicação da carga no elemento de casca que poderá ter levado a uma maior variabilidade de dados (Dow, 1960).

Harris, Suer, Skene e Benjamin desenvolveram um procedimento semi-empírico que permitia uma análise à encurvadura com compressão axial e pressão interior em elementos de casca cilíndricos, conhecendo apenas a geometria do cilindro (Harris, Suer e Skene, 1961). Esta análise foi conseguida correlacionando dados estatísticos com parâmetros teóricos para mais tarde, Fung e Sechler proporem um método de dimensionamento que fornece valores ligeiramente conservativos para as tensões de encurvadura com compressão e pressão interior (Fung, 2012).

No sentido de analisar um parâmetro que nunca tinha sido tido em conta e que é relevante, Sergev e Walton fizeram testes experimentais à resistência de pilares pressurizados que indicavam que o patamar de instabilidade foi completamente diferente para os dois casos de pilares pressurizados, topos abertos ou fechados. Os resultados também indicaram que não houve nenhum aumento do fator de carga crítica pressurizando o pilar, mas, no entanto, o estado de tensão na parede do pilar era bem diferente do caso não pressurizado. Isto deve-se ao facto de que os pilares possuíam elevadas esbeltezas e reduzidos raios de raio por espessura (Thompson, 1965).

Posto isto, Almroth e Brush debruçaram-se sobre a análise dos limites superior e inferior da carga de encurvadura, verificando que não são suscetíveis de variar em cilindros pressurizados e em cilindros preenchidos com um núcleo elástico flexível (por exemplo, um fluido). No final, conseguiram concluir que esses limites convergiam com o aumento da pressão interior ou da rigidez desse mesmo núcleo (Almroth, Holmes e Brush, 1964).

A análise da distribuição de tensões de corte neste tipo de elementos foi outro aspeto que ocupou investigadores ao longo do tempo. Siede procedeu a uma análise com esse objetivo e os resultados indicavam que as tensões de corte entre o fluido que está no interior do tubo e o elemento de casca cilíndrico eram desprezáveis, logo o travamento apenas é feito aos deslocamentos normais. (Seide, 2012).

Donnell e Wan realizaram um estudo teórico para determinar o efeito que as imperfeições iniciais teriam no valor do fator de carga crítica de encurvadura de um cilindro, e demonstraram que estas causavam instabilidade prematura em relação ao caso ideal, onde não existem imperfeições. No entanto, este estudo não será mais que uma análise meramente estática que assume condições utópicas, as quais não são verificáveis na prática (Donnell e Wan, 1950). Sensibilizado pelas conclusões de Donnell e Wan, Lee fez um teste, tanto experimental como analítico, da instabilidade inelástica das imperfeições iniciais nos elementos de casca cilíndricos sujeitos a uma carga de compressão axial. As comparações entre os resultados analíticos e experimentais indicavam que a teoria das deformações aplicada resultava numa previsão francamente fidedigna do fator de carga crítica, mas que não será muito adequada a reproduzir o comportamento pós-encurvadura. O fator determinante para o rigor dos resultados obtidos foi o facto de o fator de carga crítica de encurvadura ter sido sobrestimado ao usar uma teoria adicional onde as imperfeições iniciais são consideradas (Lee, 2012). Em concordância com Lee, Almroth, Holmes e Brush comprovaram que a minimização das imperfeições iniciais em cilindros comprimidos aumentaria, e em muito, o fator de carga crítica e que a grandeza da mínima carga de equilíbrio pós-encurvadura era relativamente insensível às imperfeições iniciais (Almroth, Holmes e Brush, 1964).

Nos vários fatores que influenciam o valor do fator de carga crítica de um elemento pode-se incluir o cuidado na sua produção, as condições fronteira dos testes realizados, a imperfeição inicial, os campos de tensão e as funções dos diferentes parâmetros (Catinaccio, 2009). O maior problema em aplicar elementos deste tipo aparentemente reside no facto de os valores de dimensionamento, tanto para a carga crítica como para a pressão interior, terem de ser determinados através de métodos experimentais, uma vez que as teorias atuais não são suficientemente exaustivas para descobrir os valores numéricos exatos dos coeficientes paramétricos (Thompson, 1965). Comprimindo um elemento com uma força incremental significa que ele deve ser suficientemente rígido para se manter alinhado, isto é, a massa adicional necessária no estado de compressão, sendo maior que a requerida em tração, é usada para manter a estrutura na sua geometria original. Assim sendo, a redundância estrutural está diretamente relacionada com a natureza das forças, sobretudo de compressão, e como elas são transmitidas para o material (McLean, 2013).

De modo sucinto, as primeiras investigações teóricas sobre o fenómeno da encurvadura em elementos de parede fina, sujeitos a compressão e a pressão lateral, datam de meados do séc. XX. Numa fase inicial,

estas tentativas foram formuladas incorretamente, uma vez que usavam a teoria das pequenas deformações. O facto de existirem grandes discrepâncias entre os resultados teóricos e os experimentais, confirmaram o carácter inválido desta teoria, e de forma a minimizá-las, convencionou-se o uso da teoria das grandes deformações. Mais tarde, foi comprovado o efeito benéfico que a pressão interior tem no incremento do fator de carga crítica até um determinado valor a partir do qual se mantém sensivelmente constante, ou seja, em elementos com elevadas esbeltezas a pressão interior não tem praticamente nenhum benefício. Outro parâmetro diferenciador da gama de valores obtidos para o fator de carga crítica é o facto de os elementos terem os topos abertos ou fechados. Posteriormente, foi levado a cabo o estudo do efeito das imperfeições geométricas iniciais no valor do fator de carga crítica e estes comprovaram que causavam instabilidade precoce quando comparado com o caso onde as imperfeições não existem, havendo, portanto, a necessidade de as considerar. Deste modo, a minimização das imperfeições resultaria num aumento do fator de carga crítica.

2.3. TIPOS DE FLUÍDOS HIDRÁULICOS E SUAS PROPRIEDADES

2.3.1. TIPOS DE FLUÍDOS HIDRÁULICOS TÍPICAMENTE UTILIZADOS

Uma vez que o objetivo da aplicação do método desenvolvido é reduzir a massa de uma estrutura com tubos pressurizados comparativamente com uma tradicional, será de todo o interesse maximizar a pressão interior de forma a ter o tubo mais leve possível, tornando conseqüentemente a estrutura mais leve. Posto isto, este método talvez fosse ainda mais eficaz caso a pressão fosse garantida por meio de um gás em detrimento de um líquido, uma vez que os gases são bastante mais leves e, este facto, conduziria a um peso próprio do tubo ainda menor. No entanto, o campo de aplicação do nível de pressão na pneumática compreende uma gama de valores restrita e muito mais baixa que no caso da hidráulica, condicionando ao uso de líquidos nesta aplicação. O facto de os gases serem muito compressíveis, também poderá inviabilizar a sua aplicação por haver necessidade de compensar a baixa rigidez por eles proporcionada, daí se ter optado por incidir apenas nos fluídos tipicamente usados na óleo-hidráulica (Huebsch et al., 2009).

De modo a garantir que o sistema hidráulico funciona corretamente, primeiro é necessário atender às propriedades dos fluídos, às suas compatibilidades com os restantes componentes do sistema e a sua influência neles. A opção pelos diferentes fluídos também se deve basear na sua disponibilidade e função, dependendo das condições de operacionalidade do equipamento hidráulico. Estas condições podem ser simuladas testando o equipamento com diferentes fluídos, recaindo a preferência sobre aquele que tiver melhor comportamento (Singireddy e Javalagi, 2012). O Quadro 1 sintetiza os tipos de fluídos tipicamente utilizados na indústria, discriminando as suas classificações e normas requeridas.

Quadro 1 - Fluídos hidráulicos tipicamente utilizados e respectivas normas

Título	Fluídos baseados em óleo mineral e hidrocarbonetos relacionados	Fluídos hidráulicos resistentes ao fogo	Fluídos hidráulicos ambientalmente aceites
Norma	ISO 11158	ISO 12922	ISO 15380
Siglas dos diferentes tipos de fluídos	HH HL HM HG HV	HFAE HFAS HFB HFC HFDR HFDU	HETG HEPG HEES HEPR

2.3.1.1. Óleos minerais

Apesar de serem um dos mais utilizados em sistemas hidráulicos, os óleos minerais não serão os mais convenientes a aplicar no sistema pretendido devido à sua elevada capacidade de inflamação, sendo, portanto, de aplicação criteriosa. Na verdade, este tipo de óleo derivado do petróleo, é altamente refinado e satisfatoriamente estável à oxidação quando nele se misturam aditivos coerentes, evitando também a corrosão e o desgaste dos materiais com que contacta (Freitas, 2015). O poder lubrificante dos óleos minerais é muito elevado e a sua gama de aplicação poderá ir dos $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $+90\text{ }^{\circ}\text{C}$, tendo ainda a vantagem de serem de custo reduzido quando comparados com fluídos sintéticos. No entanto, novamente comparando com os mesmos, a exclusão deste tipo de óleo deve-se praticamente pelas elevadas propriedades inflamáveis, que muito provavelmente não são compatíveis com a utilização dos tubos pressurizados. Assim sendo, na dissertação, a análise dos fluídos incidirá sobretudo nos fluídos resistentes ao fogo e nos fluídos ambientalmente aceites, servindo os óleos minerais apenas como termo de comparação e para obtenção mais rigorosa dos valores de determinadas propriedades físicas e químicas.

2.3.1.2. Fluídos resistentes ao fogo

Demonstrado o inconveniente principal de serem combustíveis, os óleos minerais não podem ser utilizados em sistemas hidráulicos onde o perigo de incêndio é de análise inevitável, como é no caso de minas, siderurgias e sistemas militares. De forma a contornar este problema, surgem os fluídos resistentes ao fogo, os quais podemos classificar quanto à sua origem, à base de água ou sintéticos. No caso dos fluídos à base de água, uma medida com vista a melhorar as propriedades lubrificantes e anticorrosivas da água é usar “emulsões de óleo-em-água”. Este tipo de fluídos tem a referência HFA, onde a letra H corresponde a “fluído hidráulico” e a letra F a “resistência ao fogo”. Os fluídos do tipo A são constituídos por cerca de 10 % de óleo e 90 % de água, e podem ser misturados com água, ao contrário dos outros óleos comuns que se comportam de forma imiscível. Ao conterem elevada percentagem de água na sua constituição, são preferencialmente utilizados na indústria mineira onde o caudal de fugas é bastante

acentuado devido às condições de funcionamento e manutenção requeridas. Apesar da existência de uma percentagem reduzida de óleo, o efeito da água ainda é bastante nocivo pelo que o número de elementos de aço no sistema deve ser reduzido, substituindo, por exemplo, por bronze. Outro fator a ter em conta será a baixa viscosidade e elevada capacidade de desgaste devida à água, que reduzirá naturalmente a durabilidade dos componentes hidráulicos (Singireddy e Javalagi, 2012).

As misturas de água-em-óleo são constituídas por cerca de 40 % de água e 60 % de óleo. No que concerne às propriedades lubrificantes e anticorrosivas da mistura, os resultados já são mais favoráveis, vantagens essas que se juntam à sua resistência satisfatória à inflamação. Este tipo de fluído é o segundo mais utilizado em aplicações industriais, logo a seguir aos óleos minerais, sendo muito recorrente em siderurgias e fundições (Singireddy e Javalagi, 2012).

Neste tipo de emulsões, sendo o óleo o fluído predominante na sua constituição a nível percentual, este servirá de aglutinador enquanto que a água se acumulará no seio do fluído em gotículas, conferindo-lhe um aspeto cremoso. Sendo um fluído de conteúdo aquoso, não deverá ser submetido a temperaturas superiores a 60 °C, de modo a evitar a evaporação da água, que lhe terá inerente a alteração das percentagens volumétricas dos dois componentes (Singireddy e Javalagi, 2012).

Deste modo, o fluído pode ter algumas incompatibilidades com determinados materiais frequentemente utilizados em sistemas hidráulicos. É também importante referir que, apesar da sua resistência aceitável à chama, estes fluídos não respeitam todas as normas contra incêndio.

O outro tipo de fluídos resistentes ao fogo concebidos à base de água são as denominadas “soluções aquosas de poliglicol”, que basicamente são soluções aquosas de polímeros. A referência destes fluídos é HFC e são uma alternativa fiável às soluções de água-em-óleo, têm maior resistência à inflamação, mas menor viscosidade por conterem entre 35 e 50 % de água na sua constituição. No entanto, nestes fluídos torna-se necessário proceder a verificações periódicas das suas propriedades, uma vez que têm um envelhecimento mais rápido, alterando as suas características (Freitas, 2015).

Inúmeros incêndios têm origem no derrame de óleo mineral, maioritariamente devido a fugas nos sistemas hidráulicos, devido a tubagens fraturadas ou outro tipo de fugas. Ao ser pulverizado e ao entrar em contacto com componentes elétricos ou chamas, este tipo de fluídos encontra-se suscetível de inflamar, logo, nestes cenários será conveniente prever a utilização de fluídos altamente resistentes à inflamação. Tanto os fluídos sintéticos como os à base de água possuem tais características e as primeiras aplicações de fluídos sintéticos foram nas áreas da construção aeronáutica e de equipamento militar como navios, submarinos e tanques. Atualmente, são muito utilizados em siderurgias e fundições (Freitas, 2015).

2.3.1.3. Fluídos ambientalmente aceites

Estes fluídos são basicamente utilizados em aplicações onde há o risco de fugas para o exterior, que podem causar danos no ambiente. Não sendo prejudiciais para os seres aquáticos e sendo biodegradáveis, são usados em ambientes florestais, em barragens, em perfurações e na indústria marítima (Singireddy e Javalagi, 2012).

2.3.2. PROPRIEDADES FÍSICAS DOS FLUÍDOS

O desempenho das funções anteriormente referidas, tendo em conta circunstâncias particulares de funcionamento, exige ao fluido hidráulico certas características que dependem da substância de base usada, do grau de refinação e do tipo e quantidade dos aditivos introduzidos. Os aditivos são substâncias químicas capazes de melhorar certas propriedades, ainda que, ao mesmo tempo, possam atuar prejudicialmente sobre outras. É, por isso, possível concluir que uma combinação “perfeita” entre óleo de base e aditivos é de importância extrema e só é consagrada através da prática (Freitas, 2015).

2.3.2.1. Massa específica

A massa específica, também designada por densidade absoluta, é definida como a massa de fluido por unidade de volume, expressa em kg/m^3 como na Equação 1.

$$\rho = \frac{\Delta M}{\Delta V} \quad (1)$$

A massa específica é uma grandeza variável com a temperatura, ainda que a uma escala reduzida, e na grande parte dos países europeus, os seus valores são referidos à temperatura de 20 °C, embora exista uma tendência para se adotar universalmente uma temperatura de 15 °C. Esta propriedade pode variar entre 890 kg/m^3 para óleos minerais e 1400 kg/m^3 para clorohidrocarbonetos (Freitas, 2015).

É também importante referir que esta varia, igualmente em pequena proporção, com a pressão devido à compressibilidade do fluido e, estando um sistema hidráulico sujeito a grandes pressões, este facto não pode ser menosprezado (Freitas, 2015).

2.3.2.2. Módulo de Compressibilidade

Como o sistema hidráulico que se pretende implementar se encontra quase sempre à mesma temperatura em serviço, salvo raras exceções, será coerente classificá-lo como um sistema isotérmico e determinar o valor do módulo de compressibilidade como tal (Freitas, 2015).

O módulo de compressibilidade de um fluido representa o quão fácil é variar o volume de uma certa massa de fluido (e, por consequência, a sua massa específica) com o aumento da pressão, ou seja, qual o nível de compressibilidade de determinado fluido. A propriedade habitualmente usada para caracterizar a compressibilidade de um fluido é o módulo de elasticidade volumétrico E_v , definido como a variação diferencial de pressão necessária para provocar uma variação diferencial de volume dV num volume V , como se pode observar na Equação 2 (Yunus e Cimballa, 2006).

$$E_v = - \frac{\Delta p}{\Delta V/V} \quad (2)$$

A sua unidade no sistema S.I. é N/m^2 (Pa), e o sinal negativo é incluído na definição para distinguir um aumento de pressão que origina uma diminuição do volume que por sua vez resulta num aumento da massa específica do fluido. Considera-se que um fluido é relativamente incompressível quando o valor

do seu módulo de elasticidade volumétrico é grande, o que se traduz no facto de que uma grande variação de pressão é necessária para gerar uma pequena variação no volume ocupado pelo fluído. Sendo os valores do módulo de elasticidade volumétrico dos líquidos elevados, e uma vez que aumentam com a pressão, é possível concluir que estes podem ser considerados incompressíveis na grande parte dos problemas de engenharia (Huebsch et al., 2009).

No entanto, o mais correto neste sistema será classificá-lo como isotérmico, uma vez que em funcionamento não existem variações significativas da temperatura como foi anteriormente referido. Também é adequado considerar um módulo de compressibilidade efetivo, visto que o sistema é composto por um recipiente com fluído, tendo ar enclausurado no seu interior (Mejía e Mesa, 2006). Este conceito calibra este valor de forma mais rigorosa não só por ter em consideração os valores do módulo de compressibilidade do gás, do líquido e do recipiente, mas também os volumes de gás e o volume total.

2.3.2.3. Expansão Térmica

A constante α representa o coeficiente de expansão térmica e para óleos minerais os valores estão entre 0,7 e $0,8 \times 10^{-3}$, o que significa que se um volume de 100 litros de óleo mineral sofrer uma variação de temperatura de 40 °C, terá uma variação de volume de 3 litros (Freitas, 2015). Na Equação 3 é possível observar a relação do coeficiente de expansão térmica com o volume e a temperatura.

$$\alpha = -\frac{1}{V_0} \left(\frac{\Delta V}{\Delta T} \right)_{P_0} \quad (3)$$

2.3.2.4. Viscosidade cinemática

Se o objetivo é manter um volume fechado pressurizado, cuja variação volumétrica percentual é reduzida, a aplicação é quase-estática, não havendo, por isso, pertinência no estudo do movimento dos fluídos. Ao contrário da viscosidade dinâmica, esta não depende da massa específica do fluído. A viscosidade é determinada de acordo com um procedimento normalizado, no qual é medido o tempo em que um fluído demora a percorrer um tubo capilar. A unidade no Sistema Internacional é $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, mas esta unidade é demasiado grande para representar os valores usuais da viscosidade cinemática de óleos minerais. Assim, torna-se útil a adoção de um submúltiplo ($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) que coincide com a unidade usada no Sistema C.G.S., o centiStoke (cSt). De acordo com a normalização ISO, a viscosidade de um fluído deve ser referida à temperatura de 40 °C. Os valores mais comuns a 40 °C variam de 15 cSt a 70 cSt para óleos “leves” e “pesados”, respetivamente (Freitas, 2015).

Uma prova da relevância que o estudo desta propriedade tem na caracterização de um fluído hidráulico é o facto de, segundo a normalização ISO, os óleos hidráulicos possuem na sua referência um número que representa o valor médio da sua viscosidade cinemática a 40 °C. No Quadro 2 são especificadas as diferentes classes de viscosidade segundo a norma ISO 3448, bem como os seus limites superiores e inferiores (Freitas, 2015).

Quadro 2 - Classes de viscosidade e limites superiores e inferiores, segundo a norma ISO 3448

Classes de viscosidade (ISO 3448)	Viscosidade média a 40° C [mm ² .s ⁻¹]	Limite superior de viscosidade	Limite inferior de viscosidade
ISO 10	10	9,0	11,0
ISO 22	22	19,8	24,2
ISO 32	32	28,8	35,2
ISO 46	46	41,1	50,6
ISO 68	68	61,2	74,8
ISO 100	100	90,0	110,0

O comportamento da viscosidade cinemática de um fluido hidráulico varia com a pressão e com a temperatura. São dois parâmetros que têm uma certa influência, embora a contribuição da temperatura seja mais significativa.

A variação da viscosidade cinemática de um óleo com a temperatura merece, portanto, especial atenção e pode ser descrita pela fórmula de McCoull-Walther, apresentada na Equação 4 (Freitas, 2015).

$$\eta = 0,6 + 10^{10(A-B \cdot \log T)} \quad (4)$$

Onde A e B são constantes específicas de cada fluido e T é a temperatura absoluta do fluido na unidade Kelvin (K). Esta equação mostra que a relação entre a viscosidade cinemática e a temperatura só é representada por uma linha aproximadamente reta se for utilizado um eixo duplamente logarítmico para ordenadas no gráfico.

A Fig. 2 relaciona a temperatura com a viscosidade, para fluídos com diferentes classes de viscosidade.

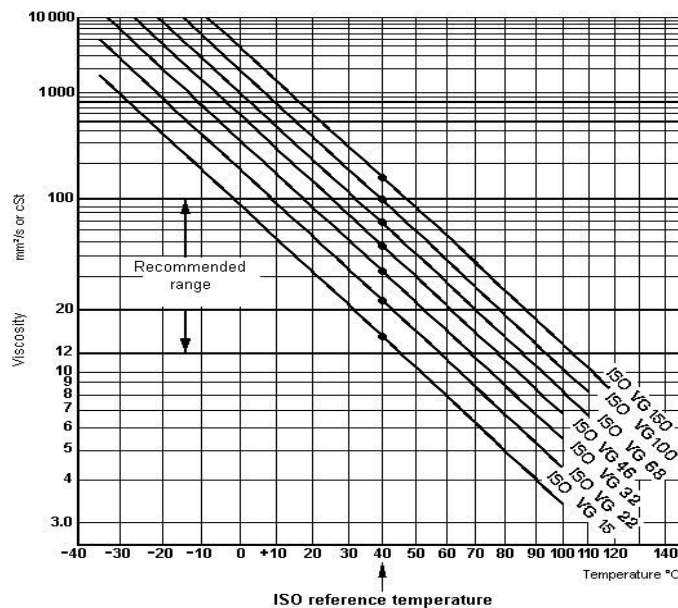


Fig. 2 – Relação entre a viscosidade e a temperatura para diferentes Índices de Viscosidade

É possível concluir do gráfico que, entre uma temperatura normal de arranque de um sistema hidráulico (10 a 15 °C) e a sua temperatura de funcionamento contínuo (50 a 60 °C), a viscosidade do fluído diminui cerca de 4 vezes, o que se torna num inconveniente, uma vez que as bombas hidráulicas e, regra geral, os diferentes componentes hidráulicos são projetados para funcionar eficientemente num intervalo restrito de viscosidades. Por um lado, uma grande viscosidade origina perdas de carga elevadas, ao passo que uma viscosidade reduzida provoca fugas inadmissíveis e dificuldades na lubrificação se o sistema aquecer demasiado (Singireddy e Javalagi, 2012).

O facto de diferentes fluídos hidráulicos apresentarem maior ou menor variação da viscosidade com a temperatura, levou a que houvesse a necessidade de representá-la com auxílio a uma escala de valores de 0 a 100. Assim, propôs-se que a quantidade que representa esta variação fosse denominada de Índice de Viscosidade e, quanto maior este índice for, maior estabilidade da viscosidade o fluído possuirá. A evolução dos óleos minerais e a introdução de aditivos que melhoram o Índice de Viscosidade comprovaram a necessidade de aumentar esta escala para valores maiores que 100. Atualmente, os Índices de Viscosidade de óleos minerais variam entre 95 e 130, sendo que existem óleos com valores de cerca de 160. Esta melhoria é devida à presença de aditivos que melhoram o Índice de Viscosidade, aditivos esses que são polímeros que se encontram enrolados a baixas temperaturas e se endireitam a temperaturas mais elevadas, funcionando como compensação ao fluído. No caso dos fluídos sintéticos, as soluções aquosas de poliglicol podem ter um Índice de Viscosidade maior que 200, enquanto os fosfato-ésteres têm valores baixos (Freitas, 2015). Na Fig. 3, cada reta corresponde a um fluído diferente e, quanto maior declive essa reta tiver, menor será o Índice de Viscosidade.

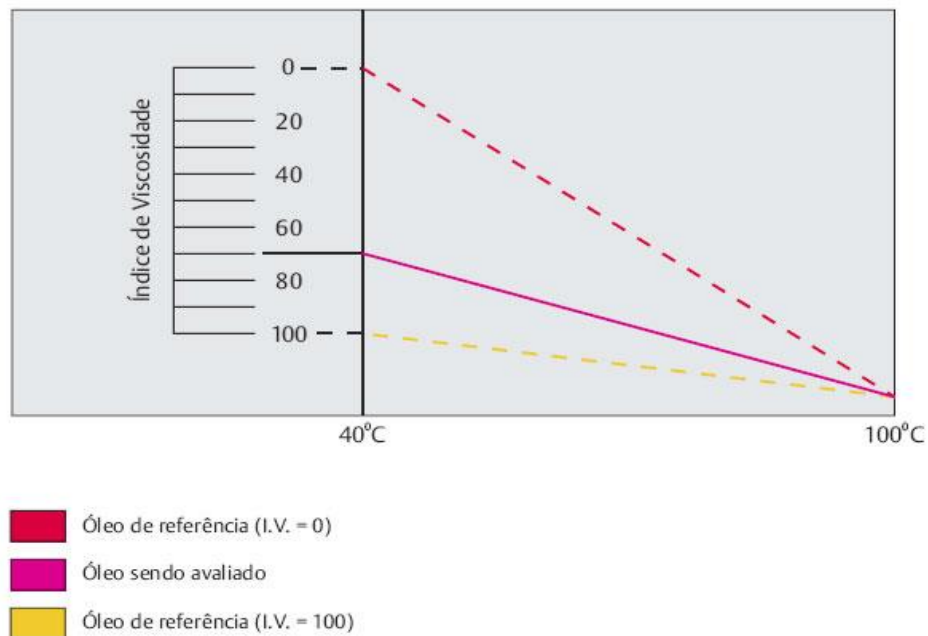


Fig. 3 - Definição geométrica de Índice de Viscosidade

No entanto, este índice apenas pode ser aplicado e utilizado como meio de obtenção de informação sobre a variação da viscosidade de um fluido com a temperatura, cujo comportamento possa ser descrito pela equação de McCoull-Walther, ou seja, só se aplica a fluidos cuja variação da viscosidade com a temperatura é linear como se constata no gráfico acima referido. Normalmente, esta relação verifica-se para óleos minerais desde que as variações de temperatura não sejam excessivas (Freitas, 2015).

2.3.2.5. Ponto de Inflamação

O Ponto de Inflamação de determinado fluido é a temperatura a que ocorre libertação de vapores em quantidades suficientes para formar uma mistura explosiva com o ar. No caso dos óleos minerais, estes valores de temperatura andam à volta dos 150 e 200 °C (Singireddy e Javalagi, 2012).

2.3.2.6. Ponto de solidificação

Por ponto de solidificação de um fluido, entende-se como a temperatura mínima à qual este ainda se encontra capaz de fluir. Os valores usuais do Ponto de Solidificação de óleos minerais situam-se entre os -20 e -30 °C, enquanto que para fluidos sintéticos conseguem-se atingir os -50 °C (solução aquosa de poliglicol). No entanto, segundo a norma ISO 3016 a referência para a temperatura mínima em utilização de um fluido encontra-se 8 °C acima do seu Ponto de Solidificação (Freitas, 2015).

2.3.2.7. Solução de Ar

Os óleos minerais, à temperatura e pressão ambientes e em repouso, possuem aproximadamente 8 a 9 % de volume de ar dissolvido. Contudo, esta quantidade de ar não é miscível com o fluido, não lhe alterando, portanto, as suas características (Freitas, 2015).

Numa situação de equilíbrio, a percentagem de ar dissolvido no fluido é diretamente proporcional à pressão absoluta a que o fluido está submetido. Logo, por exemplo, a 10 bar já é possível existir no seio de um óleo dissolvido um volume de ar igual ao volume de óleo (Lei de Henry) (Freitas, 2015).

Assim sendo, quando um óleo se encontra saturado e a sua pressão diminui, começam a formar-se bolhas de ar no seu seio que, mesmo em pequena quantidade, são extremamente inconvenientes e conduzem a um comportamento esponjoso do sistema hidráulico, uma vez que o módulo de compressibilidade sofre uma grande redução. De forma a contornar esta problemática, os fabricantes de óleos minerais utilizam aditivos “anti-espuma” que têm como objetivo acelerar o processo de expulsão de bolhas de ar do seio do óleo e atrasar a formação de novas bolhas. Normalmente, a geração de espuma não ocorre em sistemas hidráulicos bem dimensionados, por isso, a utilização de aditivos deve ser uma decisão bem ponderada, uma vez que pode representar graves consequências para o sistema se não for acautelada. Uma dessas consequências será o prolongamento da libertação de ar do óleo durante um período maior que o habitual, o que levará a que esta só se efetive na linha de admissão da bomba, representando prejuízo (Freitas, 2015).

2.3.2.8. Cavitação

A cavitação consiste na rotura da continuidade de um fluido no caso de existirem pressões baixas, o que leva à formação de cavidades de vácuo ou de vapor do fluido no seu seio. Para que tal fenómeno ocorra, é necessário atingir valores de pressão inferiores à tensão de vapor do fluido para cada temperatura (Yunus e Cimbalá, 2006).

Quando as cavidades colidem contra uma parede, são desfeitas e causam desgaste no material, desgaste esse bastante comum em bombas que funcionam frequentemente em condições deficientes. Esta ocorrência também poderá afetar válvulas hidráulicas, especialmente válvulas limitadoras de pressão, uma vez que, no seu interior, o fluido tem uma velocidade elevada e reduzida pressão local (Singireddy e Javalagi, 2012).

A tensão de vapor de um óleo mineral a uma temperatura típica de utilização de 50 °C é de sensivelmente 2×10^{-6} bar, em termos de pressão absoluta. Sendo a tensão de vapor bastante reduzida, a formação de bolhas de ar está inevitavelmente associada a este fenómeno, levando à existência de diferenças mínimas entre estes dois fenómenos na prática (Freitas, 2015).

2.3.3. PROPRIEDADES QUÍMICAS

2.3.3.1. Propriedades lubrificantes

O fluido deve ser detentor de um poder lubrificante e de aderência às superfícies suficiente para manter lubrificadas todas as peças móveis, especialmente em bombas. Fluidos com maior Índice de Viscosidade possuem melhores propriedades lubrificantes e, ao adicionar corretivos das propriedades lubrificantes, estas sofrem uma melhoria considerável. Os fluidos devem resistir ao calor e os aditivos lubrificantes ajudam a prevenir o desgaste do sistema hidráulico (Freitas, 2015).

No caso de se estar perante temperaturas de funcionamento elevadas e o Índice de Viscosidade for baixo, o fluido torna-se fino causando desgaste, especialmente em bombas e motores. Quando, em consequência da baixa viscosidade, se rompe a película de fluido lubrificante, as peças com movimento relativo entram em contacto, o que deve ser acautelado (Singireddy e Javalagi, 2012).

2.3.3.2. Propriedades desgasificantes

Quando submetido às condições atmosféricas normais, um óleo mineral tem na sua constituição aproximadamente 9 % de ar dissolvido, o que em nada prejudica o funcionamento dos sistemas hidráulicos. No entanto, terá de se ter em conta que a solvência de ar aumenta com a pressão e com a temperatura. Se ocorrer uma queda de pressão, por exemplo em secções estranguladas, ou uma pressão negativa em tubagens de aspiração, é ultrapassado o ponto de saturação do líquido e o ar, outrora dissolvido, separa-se em forma de bolhas de ar (Freitas, 2015).

A falta de estanquidade em tubagens de aspiração ou nos vedantes dos veios das bombas são fatores que conduzem à introdução de ar nos sistemas. Este ar encontra-se na forma de espuma e é prejudicial particularmente para bombas e válvulas onde pode provocar cavitação, fenómeno que se faz notar pela erosão do material, acompanhado de picos de pressão e de ruídos. O ar dissolvido aumenta a compressibilidade do fluído, o que leva a que o posicionamento dos componentes não seja tão minucioso (Freitas, 2015).

A formação de espuma nos reservatórios deve ser evitada ao máximo e, para acautelar esta problemática, é de extrema importância dimensionar corretamente o reservatório e as tubagens, devendo o fluído facilitar o rebentamento e a libertação de bolhas de ar.

2.3.3.3. Oxidação

Aquando da avaliação da estabilidade química de um fluído, a preocupação mais comum é proceder a uma análise da resistência à oxidação que tenha em conta as alterações químicas originadas pelas temperaturas elevadas e pela ação catalítica de determinados metais (essencialmente ligas não ferrosas). Os óleos minerais são compostos hidrocarbónicos que, entrando em contacto com o oxigénio, provocarão uma reação, dando origem a produtos solúveis e insolúveis e ao envelhecimento do óleo por contribuição da água, ferrugem, abrasivos ou poeiras. Este envelhecimento torna o fluído mais escuro e provoca um aumento da acidez e da formação de depósitos resinosos nas partes mais quentes do sistema hidráulico, podendo conduzir a encravamentos em válvulas de gaveta. Por sua vez, estes depósitos, combinados com a elevada acidez, revelar-se-ão extremamente corrosivos para os materiais metálicos constituintes do sistema (Freitas, 2015). A temperatura elevada tem um efeito rápido na oxidação de um óleo hidráulico, efeito esse que ainda é acelerado pelo facto de existir ar em suspensão e contaminantes, como água ou partículas metálicas, devido ao desgaste dos elementos. Existe também uma temperatura crítica para a qual a taxa de oxidação duplica para cada 10 °C de aumento da temperatura de funcionamento (Freitas, 2015).

Com vista a melhorar a resistência à oxidação, quase todos os óleos minerais possuem na sua constituição um aditivo antioxidante que tem como função desativar o peróxido de sódio formado na reação química (Freitas, 2015).

Medir a acidez de um óleo permite, portanto, avaliar o seu estado de oxidação. Um processo prático para essa determinação é o Número de Acidez Total (TAN), que representa a quantidade de hidróxido de potássio (KOH) necessária para determinada massa de óleo atingir a acidez neutra. O TAN é expresso em miligramas de hidróxido de potássio por grama de óleo (Freitas, 2015).

2.3.3.4. Ponto de Anilina

Como a oxidação é mais condicionante essencialmente para os elementos metálicos, é crucial controlar as compatibilidades através do método supracitado. Outro tipo de compatibilidades a averiguar no sistema será avaliar a coexistência do óleo com a borracha usada nos vedantes, através da determinação do Ponto de Anilina.

Para determinar o Ponto de Anilina misturam-se volumes iguais do óleo a analisar e de um líquido chamado anilina. Uma vez que, para baixas temperaturas os dois fluídos não se misturam e para altas temperaturas ocorre a sua mistura, o Ponto de Anilina será a temperatura a que os fluídos se tornam miscíveis (Freitas, 2015).

Óleos que possuam baixos Pontos de Anilina provocam um efeito mais desgastante nos vedantes, visto que os óleos tendem a originar pequenas distensões e amaciamento nas borrachas. Outro teste passível de ser utilizado é o Índice de Compatibilidade de Vedantes (SCI), que representa a percentagem de aumento de volume de um O-ring de borracha com 24 horas de imersão no óleo a 100 °C (Freitas, 2015).

Para além das propriedades referidas neste subcapítulo, também existem muitas outras que devem ser controladas, e que não são de menor relevo, como a miscibilidade com a água e a filtrabilidade.

2.4. CONSIDERAÇÕES SOBRE SISTEMAS DE PRESSURIZAÇÃO

De modo a garantir a exequibilidade, a fácil manutenção e o correto funcionamento durante toda a vida útil da estrutura, será necessário conferir-lhe uma configuração eficaz para os diferentes elementos constituintes. Aparentemente, o método que utiliza os tubos pressurizados será de fácil aplicação, visto que um sistema hidráulico corrente e simples estará apto desde que seja adequadamente dimensionado quanto ao agrupamento bomba/motor, que garantirá a pressão desejada, e aos restantes componentes do sistema. O sistema também deverá ser concebido de forma a que mitigue perdas de pressão e que a reponha sempre que se verifiquem perdas ao longo do tempo, visto não existirem sistemas que sejam completamente estanques. Em traços gerais, para garantir essa pressão é necessário, essencialmente, uma bomba hidráulica acionada por um motor elétrico, válvulas manométricas e, eventualmente, um reservatório. O dimensionamento e a seleção dos componentes deverão ser efetuados em função da pressão e do volume previsto para a aplicação (Singireddy e Javalagi, 2012).

Uma etapa importante será a verificação da compatibilidade das propriedades atrás referidas dos vedantes e do material do tubo com o fluído utilizado no sistema. Sendo o aço o material utilizado no tubo, nesta fase terão de ser averiguadas as suas características resistentes quanto à corrosão e à oxidação, uma vez que estes fenómenos poderiam causar danos no tubo e, eventualmente, na estrutura. No caso dos vedantes, o Ponto de Anilina servirá para determinar qual o tipo de borracha a utilizar (Freitas, 2015).

Os parâmetros de funcionamento de bombas e motores são determinantes para a eficiência global do sistema hidráulico, bem como o efeito da viscosidade, o qual tem de ser acautelado. A eficiência global compreende duas parcelas, uma mecânica, que é influenciada inversamente pelas perdas por fricção no sistema, e outra volumétrica, que se relaciona proporcionalmente com as perdas no escoamento, sendo que ambas dependem da viscosidade do fluído. A seleção é feita, portanto, satisfazendo ambas as eficiências para a eficiência global máxima do sistema, com o auxílio do método Temperature Operating Window (Singireddy e Javalagi, 2012).

Em aplicações de bombas, motores e válvulas há, no entanto, que atender individualmente à especificação do catálogo de cada componente, aquando da escolha do fluido hidráulico. Elevada viscosidade conduz a elevadas perdas por atrito e a perdas de carga em secções estranguladas e tubagens que, particularmente na aspiração de bombas, pode acabar por conduzir a problemas de cavitação (Singireddy e Javalagi, 2012).

Os valores limite variam de acordo com o tipo construtivo do equipamento e, igualmente importante, é saber se a bomba é acionada por um motor elétrico, o qual ao ser ligado atinge de imediato a sua velocidade de rotação máxima, ou se essa rotação é progressivamente aumentada como num motor de combustão. Viscosidade demasiado baixa conduz a excessivas fugas e conseqüente redução do rendimento volumétrico, originando também enfraquecimento da película lubrificante o que, por sua vez, leva a uma redução da proteção contra o desgaste. Seja excessiva ou insuficiente, a viscosidade conduz à geração de calor e, esse aquecimento do fluido devido à baixa viscosidade leva a um aumento das fugas, aumentando ainda mais a sua temperatura (Freitas, 2015).

Quando estão em causa grandes pressões e volumes, nem sempre pode ser desprezada a compressibilidade de um fluido. Dela dependem, por exemplo, a precisão de deslocamento e a rapidez de resposta em processos de regulação e controlo. Associadas às variações de carga, ocorrem deslocamentos em elementos motores e picos de pressão devidos à compressibilidade do fluido. Esta aumenta com a temperatura e diminui com a pressão como foi anteriormente referido, bem como se o fluido não contiver ar no seu seio (Singireddy e Javalagi, 2012).

3

FENÓMENOS RELEVANTES PARA O ESTUDO DE ELEMENTOS PRESSURIZADOS

3.1. ANÁLISES NUMÉRICAS DE ELEMENTOS ISOLADOS

A encurvadura pode ser definida como um fenómeno que pode conduzir à rotura, que geralmente resulta da instabilidade por ações compressivas num membro estrutural ou num elemento envolvente (p Timoshenko, 1956). Como mencionado no Capítulo 2, no séc. XX realizaram-se imensos ensaios experimentais de forma a compreender melhor o comportamento à encurvadura de elementos de casca com espessura reduzida. No entanto, essas análises estavam invariavelmente condicionadas por algum erro, visto ser impossível reproduzir as condições idealizadas na realidade. Por isso, numa análise experimental, existem vários fatores que podem conduzir a resultados bastante diferentes dos espectáveis pela análise teórica (Thompson, 1965). Um parâmetro de difícil controlo são as imperfeições geométricas. Estas devem ser incluídas na análise com o objetivo de mitigar diferenças entre resultados teóricos e experimentais. Estes elementos estão suscetíveis de instabilizar por encurvadura quando a pressão atinge um valor limite (Catinaccio, 2009).

Nesta dissertação pretende-se explorar o seguinte pressuposto: se as tensões a que um elemento está submetido forem de tração, não ocorrerá instabilização por encurvadura. Logo, se determinado elemento estiver, por exemplo, sujeito a uma força de compressão de 4000 kN, mas, por outro lado, estiver pressurizado internamente de tal forma que essa pressão se traduz numa força de tração de 5000 kN, o somatório dos esforços instalados será de 1000 kN de tração. A hipótese de cálculo subjacente a este princípio admite a pressurização do óleo apenas como ação, desprezando o seu efeito na resistência como secção composta, e considera que as barras são pressurizadas antes de serem inseridas na estrutura. No caso de as barras serem pressurizadas depois de serem colocadas na estrutura, a forma mais correta de abordar o problema será abordando o problema através das teorias da encurvadura baseadas nos estudos energéticos. No entanto, quando as barras são pressurizadas antes da sua inserção, como no caso tomado como exemplo, o princípio aqui seguido revela-se possivelmente adequado, carecendo da comprovação experimental correspondente.

De forma a analisar o contributo da pressão interior, admitindo a hipótese anteriormente referida, para o aumento do fator de carga crítica de encurvadura de um elemento isolado de paredes finas, procedeu-se à modelação em elementos finitos de casca de um tubo com as extremidades fechadas (e respetiva análise modal à encurvadura), sujeito a uma carga exterior de compressão e com a pressão interior aplicada nas paredes e nos topos. O facto de a parede estar sujeita a tensões em duas direções, perpendiculares entre si, conduz a um estado de tensão biaxial. Este estado pode conduzir a tensões mais elevadas

do que as provocadas apenas pelo carregamento axial e deve ser analisado através do critério de Von Mises, com o objetivo de assegurar que os limites de resistência não são excedidos. Esta análise avalia, simultaneamente, os valores da tensão longitudinal na parede do tubo, que são representativos do estado de tensão a que o elemento está submetido (Timoshenko e Woinowsky-Krieger, 1959). Na Fig. 4 apresenta-se a geometria do modelo utilizado para levar a cabo esta análise.

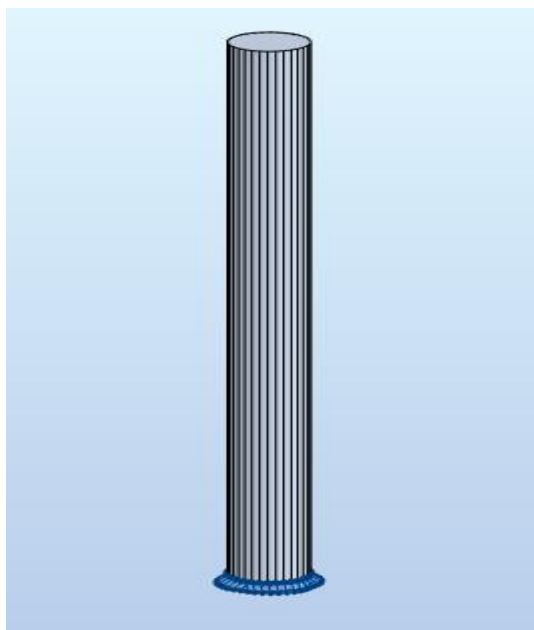


Fig. 4 - Geometria do tubo estudado

No Quadro 3 são apresentadas as características geométricas e materiais do tubo, constantes para os modelos de esbeltezas diferentes.

Quadro 3 - Características geométricas e material do tubo

Material	S355 (E=200 GPa)
Diâmetro (m)	1,5
Espessura da parede do tubo (mm)	15

O tubo foi modelado em elementos finitos do tipo casca com recurso ao programa de cálculo automático Robot. Quanto às condições de apoio, são materializadas por apoios simples verticais e rígidos nos vértices do topo inferior para permitir a expansão transversal das paredes do tubo e, conseqüentes, rotações desenvolvidas pelas cargas atuantes. No ponto central desse topo foi também colocado um apoio que restringe os movimentos laterais, mas não os verticais, de modo a garantir que a deformação transversal do tubo é desenvolvida a partir desse mesmo ponto e para assegurar que as deformações transversais são simétricas. Na Fig. 5 é pormenorizada a modelação da carga exterior de compressão, enquanto que na Fig. 6 é apresentado o detalhe das condições de apoio.

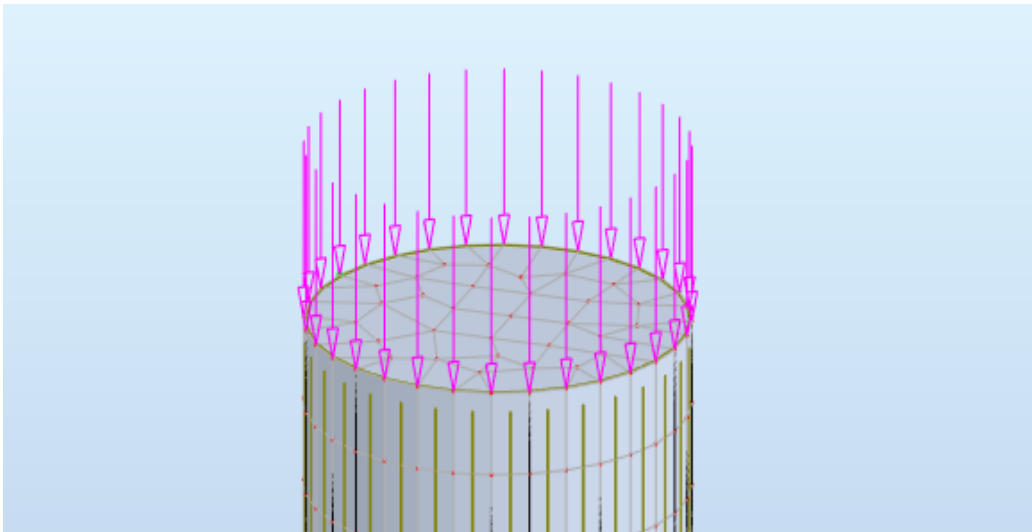


Fig. 5 - Pormenor da aplicação da carga exterior

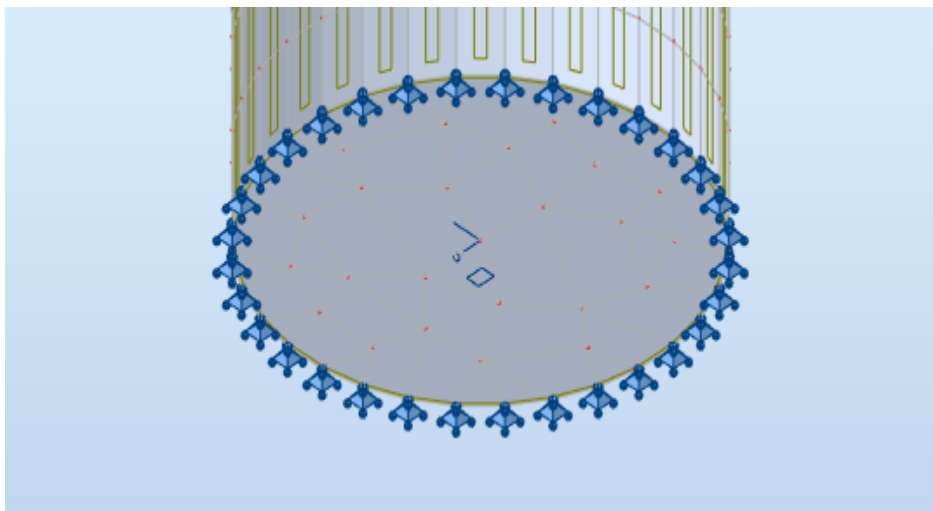


Fig. 6 - Pormenor dos apoios modelados

Segundo a bibliografia consultada e para a hipótese de cálculo assumida, com o aumento da pressão interior, o fator de carga crítica do elemento também é incrementado, mas não é ainda claro qual a gama de esbeltezas onde este facto é verificável na prática. Para compreender mais detalhadamente a influência da esbelteza neste aumento do fator de carga crítica, é pertinente analisar vários casos com esbeltezas diferentes e concluir se haverá algum padrão de tendência presente nesta análise. Posto isso, foram concebidos quatro modelos em elementos finitos com a mesma secção transversal, mas com diferentes comprimentos do tubo para variar a esbelteza entre valores bastante díspares. Para cada um desses tubos, a carga exterior foi mantida nos 20000 kN, enquanto que se variava a pressão interior instalada entre os 0 (ou seja, neste caso só atua a carga exterior) e os 40 bar. Apesar do tubo modelado ser de Classe 4 segundo o Eurocódigo 3, todos os modos de encurvadura verificados são modos globais e não locais. A

Fig. 7 apresenta as combinações utilizadas nesta análise, visando os diferentes níveis de pressão aplicados.

Combinações	Nome	Tipo de análise	Tipo de	Natureza do caso	Definição
4	P=0	Combinação de	ULS	Estrutural	2*625.00
5	P=10	Combinação de	ULS	Estrutural	2*625.00+3*1000.00
6	P=15	Combinação de	ULS	Estrutural	2*625.00+3*1500.00
7	P=20	Combinação de	ULS	Estrutural	2*625.00+3*2000.00
8	P=30	Combinação de	ULS	Estrutural	2*625.00+3*3000.00
9	P=40	Combinação de	ULS	Estrutural	2*625.00+3*4000.00

Fig. 7 - Combinações utilizadas na modelação

Os Quadros 4, 5, 6 e 7 mostram os valores dos fatores de carga crítica para a encurvadura para uma variação dos níveis de pressão instalados, obtidos para os tubos analisados com a mesma geometria de secção transversal, mas com diferentes comprimentos para representar as várias esbeltezas pretendidas.

Quadro 4 - Relação da pressão interior com o fator de carga do tubo com 15 metros de comprimento

L = 15 m ($\lambda=57,14$)	P_{ext}	Pressão interior (bar)	Pressão interior (kPa)	α_{cr}
	20000	0	0	2,12937
20000	10	1000	2,57387	
20000	15	1500	2,80427	
20000	20	2000	3,25083	
20000	30	3000	4,40406	
20000	40	4000	6,77617	

Quadro 5 - Relação da pressão interior com o fator de carga do tubo com 30 metros de comprimento

L = 30 m ($\lambda=114,27$)	P_{ext}	Pressão interior (bar)	Pressão interior (kPa)	α_{cr}
	20000	0	0	0,538922
20000	10	1000	0,653117	
20000	15	1500	0,730481	
20000	20	2000	0,828591	
20000	30	3000	1,13239	
20000	40	4000	1,78481	

Quadro 6 - Relação da pressão interior com o fator de carga do tubo com 60 metros de comprimento

L = 60 m ($\lambda=228,55$)	P_{ext}	Pressão interior (bar)	Pressão interior (kPa)	α_{cr}
	20000	0	0	0,135469
	20000	10	1000	0,164284
	20000	15	1500	0,183834
	20000	20	2000	0,208661
	20000	30	3000	0,28585
	20000	40	4000	0,453424

Quadro 7 - Relação da pressão interior com o fator de carga do tubo com 510 metros de comprimento

L = 510 m ($\lambda=1942,66$)	P_{ext}	Pressão interior (bar)	Pressão interior (kPa)	α_{cr}
	20000	0	0	0,002225
	20000	10	1000	0,002699
	20000	15	1500	0,003021
	20000	20	2000	0,003429
	20000	30	3000	0,004702
20000	40	4000	0,007475	

De modo confirmar o carácter válido desta análise procedeu-se ao cálculo do valor da carga crítica de cada tubo através da expressão de Euler, incidindo apenas no caso em que não existe pressão interior aplicada, para posteriormente compará-los com os valores obtidos numericamente. Os valores obtidos pelas duas vias revelam-se praticamente iguais, estando, portanto, garantida a validade desta análise. Para melhor compreensão da tendência seguida por esta relação, os dados obtidos foram inseridos num gráfico e, analisando-o, é possível concluir que o fator de carga para encurvadura realmente aumenta com o nível de pressão aplicado ao tubo, admitindo a hipótese de cálculo anteriormente referida. Contudo, essa contribuição não é linear nem segue um padrão para os diferentes valores de esbelteza. Conclui-se que perante esbeltezas elevadas é insignificante, revelando-se praticamente constante o valor deste fator. Por outro lado, para esbeltezas reduzidas esta contribuição detém uma tendência sucessivamente crescente, assumindo-se como um possível efeito bastante benéfico no controlo da encurvadura e no retardamento deste tipo de instabilidade. No gráfico da Fig. 8 estão representadas as variações dos fatores de carga crítica com o aumento da pressão interior instalada no tubo, para os tubos com as esbeltezas analisadas.

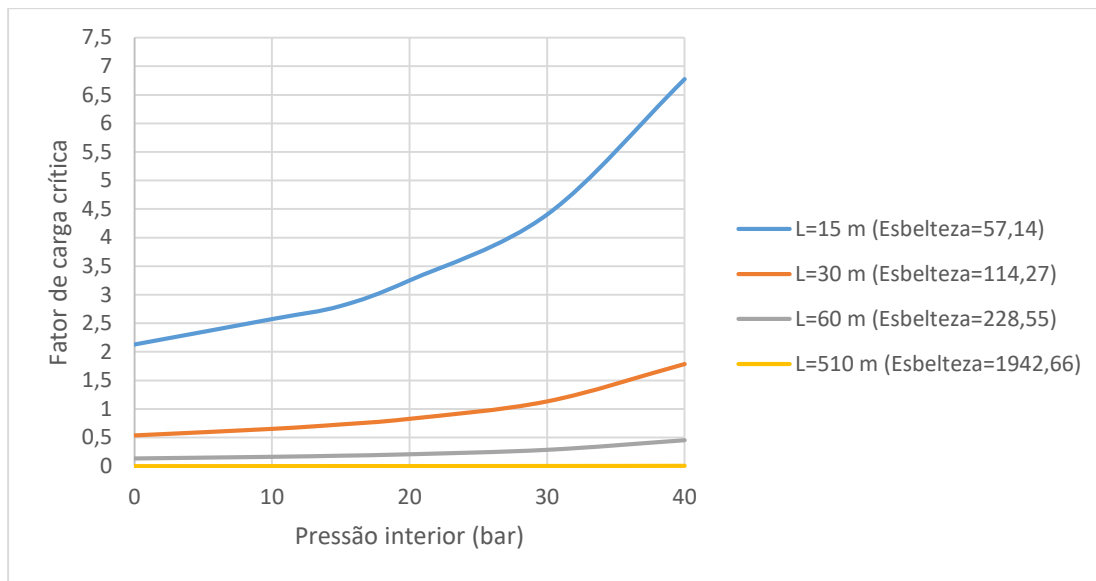


Fig. 8 – Gráfico dos fatores de carga obtidas para as diferentes esbeltezas

Pela análise dos resultados compreende-se que, para esbeltezas elevadas, o aumento da pressão interna não se traduz num incremento significativo do fator de carga crítica, demonstrando que a esbelteza é um parâmetro fundamental quando se pretende analisar o fator de carga em barras pressurizadas. Contudo, com o aumento da gama dos níveis de pressurização, o fator de carga crítica para as esbeltezas superiores também sofreria um incremento considerável a partir de determinado valor de pressão, sendo que as tensões provocadas nas paredes dos tubos por esse mesmo nível de pressão seria incomportável pelo material.

Como seria de esperar, os valores das tensões de Von Mises foram idênticos para os diferentes comprimentos de tubo, quando aplicado o mesmo nível de pressão interior, uma vez que, neste caso, estas tensões apenas são afetadas pelas contribuições das tensões longitudinais e horizontais, que dependem do nível de pressão interior aplicado e da geometria do tubo, diâmetro e espessura, podendo ser visualizadas no Quadro 8.

Quadro 8 - Tensões de Von Mises obtidas para os diferentes tubos, variando a pressão interior instalada

P_{ext}	Pressão interior (bar)	Pressão interior (kPa)	Tensão Von Mises máxima (MPa)
20000	0	0	283,4
20000	10	1000	286,7
20000	15	1500	290,7
20000	20	2000	296,2
20000	30	3000	311,5
20000	40	4000	331,7

Posto isto, torna-se evidente que o valor da tensão nas paredes do tubo não está relacionado com o seu comprimento. Neste caso, o fator de variação da tensão de Von Mises foi a pressurização, que conduziu a um aumento desses valores com o incremento do nível de pressão instalado. Todavia, este acréscimo de tensão nunca conduzirá à rotura do tubo porque não se excedeu a tensão do limite de cedência de 355 MPa para o aço adotado.

De forma a verificar a validade do modelo, criou-se uma folha de cálculo que dá uma estimativa bastante rigorosa das tensões horizontais, longitudinais e de Von Mises para qualquer nível de pressão aplicado e para qualquer geometria admitida para o tubo. As expressões utilizadas na folha de cálculo são apresentadas nas Equações 5, 6 e 7.

$$\sigma_l = \frac{p \cdot D}{4 t} - \frac{P_{Ext}}{A_{tubo}} \quad (5)$$

$$\sigma_h = \frac{p \cdot D}{2 t} \quad (6)$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_l^2 - \sigma_l \sigma_h + \sigma_h^2} \quad (7)$$

Esta folha de cálculo servirá de método de comparação com os resultados numéricos obtidos, para comprovar a validade e rigor dos mesmos. Como seria de esperar, quando não está aplicada pressão interior, ou seja, pressão interior nula e apenas atua a carga exterior, as tensões horizontais têm de ser igualmente nulas, uma vez que o tubo se pode deformar livremente nessa direção sem qualquer tipo de restrições, logo não conduz a esforços. Pela Fig. 9 é possível comprovar a inexistência de tensões horizontais nas paredes do tubo.

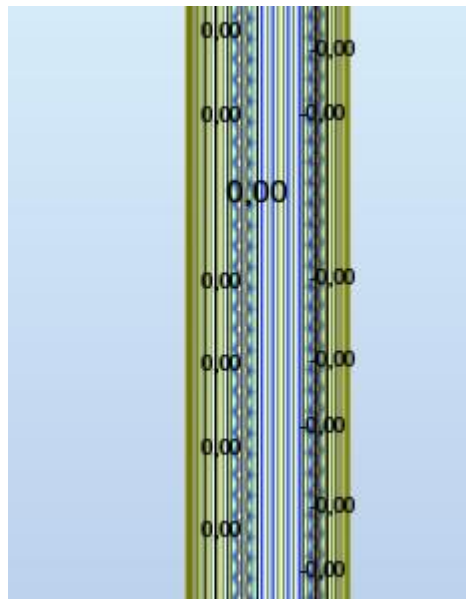


Fig. 9 - Mapa de tensões horizontais na parede do tubo para o caso de pressão interior nula (0 MPa)

Quanto à tensão longitudinal instalada, terá de ser idêntica ao valor numérico da tensão de Von Mises obtida, uma vez que é a única parcela que entra para este cálculo, nesta situação. Isto pode ser comprovado com recurso à observação das Figs. 10 e 11.

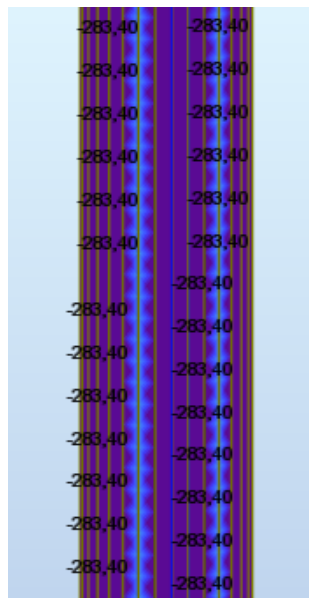


Fig. 10 - Mapa de tensões longitudinais na parede do tubo para o caso de pressão interior nula (283,4 MPa)

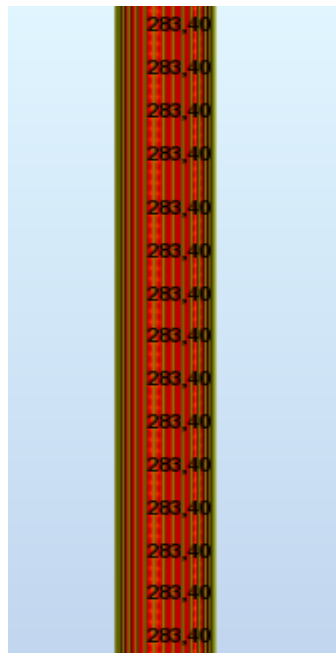


Fig. 11 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo (283,4 MPa)

Nas Figs. 12, 13, 14, 15 e 16, são representados os valores da tensão de Von Mises para os restantes níveis de pressão avaliados.

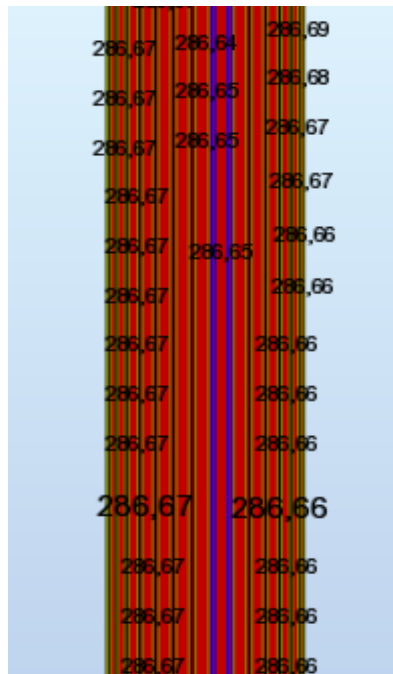


Fig. 12 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo para uma pressão interior de 10 bar (286,7 MPa)

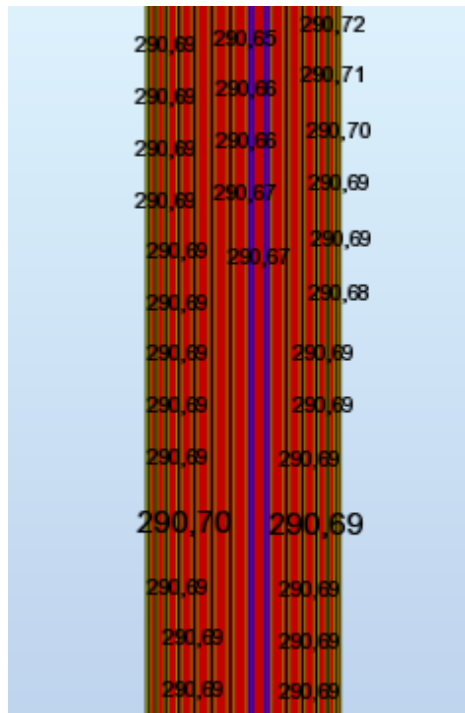


Fig. 13 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo para uma pressão interior de 15 bar (290,7 MPa)

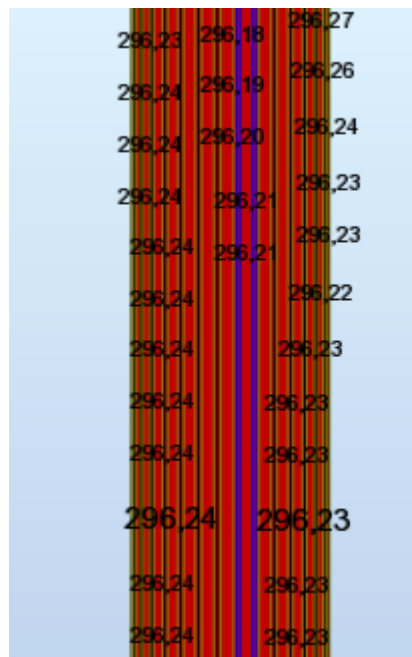


Fig. 14 - Mapa de tensões de Von Mises na parede do tubo para uma pressão interior de 20 bar (296,2 MPa)

Quadro 9 - Valores das tensões para os diferentes níveis de pressão aplicados

Nível de pressão (bar)	Tensão longitudinal (MPa)	Tensão horizontal (MPa)	Tensão de Von Mises (MPa)
0	282,94	0	282,94
10	257,94	50	286,24
15	245,44	75	290,30
20	232,94	100	295,90
30	207,94	150	311,34
40	182,94	200	331,75

Comparando os valores representados nas figuras anteriores com os obtidos através da folha de cálculo representados no Quadro 9, é possível comprovar que as diferenças são mínimas, visto que apenas estão presentes nas casas decimais. Estas diferenças podem ser causadas pelo facto do tubo modelado ter sido parametrizado em pequenos segmentos de reta que simulam a superfície curva ou por a geometria da parede do tubo usada nos cálculos não ser exatamente igual à considerada pelo programa de cálculo. Contudo, revelam-se desprezáveis e não são o suficiente para inviabilizar a validade do modelo levado a cabo.

Com o intuito de ter a noção do potencial benefício que este conceito pode significar, optou-se por proceder à determinação dos fatores de imperfeição por encurvadura com o efeito da pressão interior integrado, segundo o Eurocódigo 3. Este fator será indicativo da percentagem de secção transversal bruta que é mobilizada e foi analisado para os mesmos quatro casos referidos no início do capítulo que representam as diferentes esbeltezas para o tubo. A carga exterior mantém-se nos 20000 kN, bem como a geometria do tubo, e como fator de imperfeição do Eurocódigo 3, α , assumiu-se o valor 0,49, que corresponde à curva de encurvadura c, uma vez que a secção transversal é tubular e enformada a frio. Os resultados podem ser observados nos Quadros 10, 11, 12 e 13.

Quadro 10 – Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante para o tubo com 15 metros de comprimento, segundo o EC 3

Pressão interior (bar)	$\alpha_{cr} = \frac{N_{cr}}{N_{Ed}}$	N_{cr} (kN)	Esbelteza normalizada	φ	X
0	2,12937	42587,4	0,763875592	0,929902	0,684839
10	2,57387	51477,4	0,694792137	0,862592	0,72791
15	2,80427	56085,4	0,665638274	0,835619	0,745837
20	3,25083	65016,6	0,618231414	0,793572	0,774526
30	4,40406	88081,2	0,531155381	0,722196	0,825407
40	6,77617	135523,4	0,428209258	0,647593	0,882297

Quadro 11 - Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante para o tubo com 30 metros de comprimento, segundo o EC 3

Pressão interior (bar)	$\alpha_{cr} = \frac{N_{cr}}{N_{Ed}}$	N_{cr} (kN)	Esbelteza normalizada	φ	χ
0	0,538922	10778,44	1,518396669	1,975771	0,308647
10	0,653117	13062,34	1,379280844	1,740132	0,357003
15	0,730481	14609,62	1,304198621	1,620996	0,38705
20	0,828591	16571,82	1,224554427	1,500783	0,42222
30	1,13239	22647,8	1,047490724	1,256254	0,512886
40	1,78481	35696,2	0,834357556	1,003494	0,640602

Quadro 12 - Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante para o tubo com 60 metros de comprimento, segundo o EC 3

Pressão interior (bar)	$\alpha_{cr} = \frac{N_{cr}}{N_{Ed}}$	N_{cr} (kN)	Esbelteza normalizada	φ	χ
0	0,135469	2709,38	3,02850459	5,778904	0,093452
10	0,164284	3285,68	2,750113161	4,906339	0,111489
15	0,183834	3676,68	2,599772109	4,467352	0,123452
20	0,208661	4173,22	2,440211989	4,026169	0,13834
30	0,28585	5717	2,084870577	3,135136	0,182595
40	0,453424	9068,48	1,655373303	2,226697	0,269109

Quadro 13 - Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante para o tubo com 510 metros de comprimento, segundo o EC 3

Pressão interior (bar)	$\alpha_{cr} = \frac{N_{cr}}{N_{Ed}}$	N_{cr} (kN)	Esbelteza normalizada	Φ	χ
0	0,002225	44,5028	23,63031594	285,4363	0,001755
10	0,002699	53,9808	21,455742	235,8821	0,002124
15	0,003021	60,414	20,28123517	211,0842	0,002374
20	0,003429	68,5882	19,03436941	186,268	0,002691
30	0,004702	94,0342	16,25624663	136,5666	0,003674
40	0,007475	149,496	12,89283457	86,72234	0,005798

Nesta análise, ao contrário do que se verifica na realidade através da bibliografia consultada, ocorre um incremento do valor da carga crítica, que por sua vez se traduz num aumento do fator de carga crítica. No entanto, na teoria o que se verifica é uma diminuição do valor de N_{Ed} , enquanto que no modelo ocorre o incremento do valor de N_{cr} nas mesmas proporções, o que, em termos práticos, não conduz a diferenças no valor do fator de carga crítica entre a via numérica e o que se pode esperar na realidade. Assim sendo, o modelo numérico usa um artifício diferente do verificado na prática, mas os valores dos fatores de carga são idênticos em ambas as situações, garantido a validade dos resultados obtido através da modelação ($\alpha_{cr} = \frac{N_{cr}}{N_{Ed}}$). Como seria de esperar, é visível o crescimento do coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante (χ) com o aumento do nível de pressão instalado no tubo para a gama de esbeltezas estudadas. Este facto pode ser comprovado de forma mais clara e evidente visualizando o gráfico da Fig. 17.

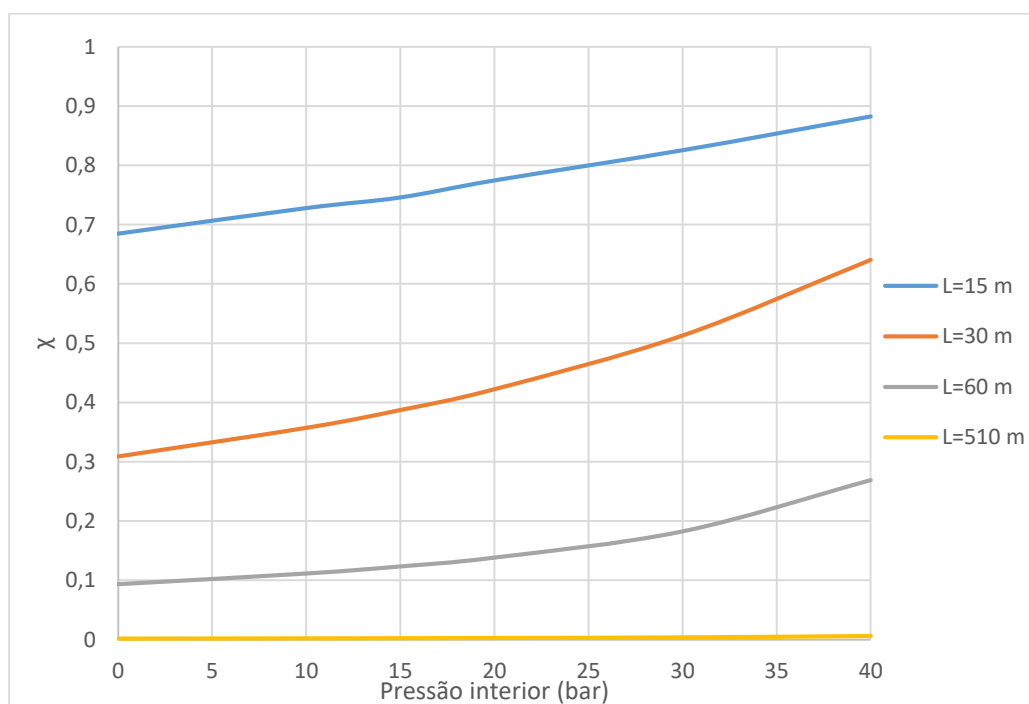


Fig. 17 – Relação da pressão interior com o coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante (χ)

Um aspeto de relevância acrescida e que importa mencionar é o contributo do efeito estabilizador de aplicar tampas para o aumento do fator de carga crítica e para a materialização rigorosa da força de tração que se pretende efetivamente aplicar por via da pressurização. Como tal, procedeu-se à determinação dos fatores de carga para o mesmo tubo com 60 metros de comprimento e para dois casos, um com a pressão interior aplicada no interior de todo o tubo e outro onde a pressão interior apenas é aplicada nas paredes do tubo. Na Fig. 18 demonstra-se a variação do fator de carga crítica com a pressão interior aplicada para ambos os casos.

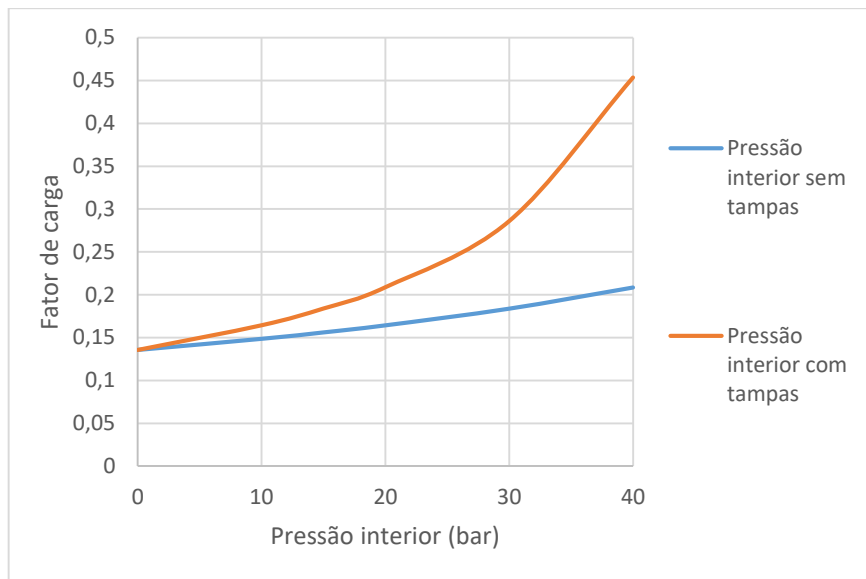


Fig. 18 – Resultados obtidos na análise do efeito estabilizador dos topos do tubo

É possível concluir do gráfico da Fig. 18 que a aplicação da pressão interior só nas paredes do tubo revela um incremento reduzido do fator de carga crítica para a encurvadura, ao contrário do que se verifica no outro caso estudado. Nesse, a variação do fator de carga já possui uma tendência aproximadamente exponencial, comprovando o contributo substancial da pressão exercida nas tampas para a estabilização do elemento.

Outro parâmetro relevante, uma vez que neste trabalho se admite a pressurização da barra antes de ser colocada na estrutura, passa por analisar o efeito de diferentes condições fronteira e de montagem ou da temperatura no estado de tensão final do tubo pressurizado, e com esse propósito construiu-se um novo modelo de cálculo. No tubo de 15 metros de comprimento adicionaram-se apoios elásticos na direção vertical com uma rigidez de 1000000 kN/m e a pressão interior instalada no tubo é de 30 bar, aplicada em todo o seu interior. Posteriormente, procedeu-se à verificação do estado de tensão instalado nas paredes do tubo, determinando os valores das tensões longitudinais para os casos com e sem apoios elásticos. Na Fig. 19 é apresentado o pormenor dos apoios elásticos introduzidos.

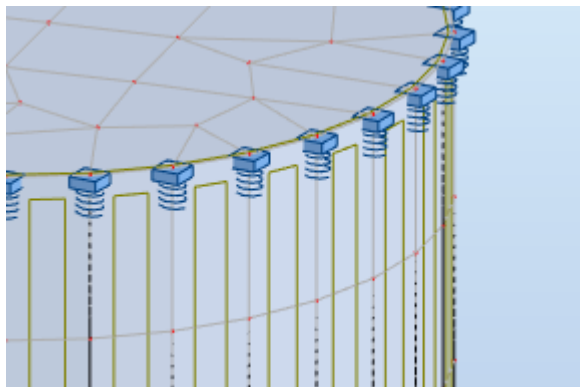


Fig. 19 - Pormenor dos apoios elásticos introduzidos

Nesse sentido, as tensões longitudinais obtidas no modelo numérico sem apoios elásticos evidenciam a existência de um estado de tração de cerca de 75 MPa na direção axial, como é visível na Fig. 20.

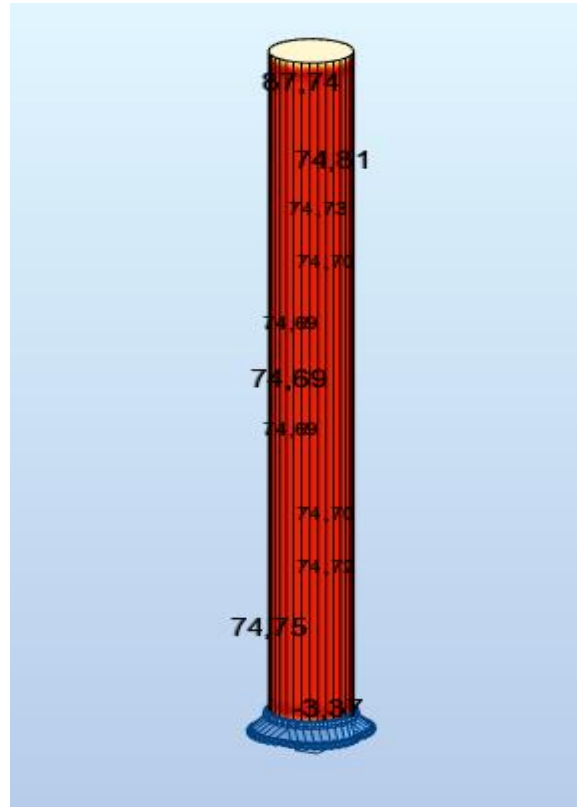


Fig. 20 - Tensão longitudinal nas paredes do tubo sem apoios elásticos (75 MPa)

Como é possível observar na Fig. 21, o valor da tensão longitudinal é cerca de 45 MPa. Os valores das tensões longitudinais obtidas no modelo de Elementos Finitos com apoios elásticos foram, logicamente, menores quando comparadas com as do caso anterior, o que demonstra a influência que a rigidez dos apoios ou da estrutura envolvente e que as variações de comprimento por intermédio da temperatura têm no estado de tensão final do elemento pressurizado. Assim, torna-se também pertinente uma análise mais detalhada da envolvente do tubo e do processo de aplicação da pressurização, sendo que cada caso é singular e terá de ser acautelado. Em síntese, sempre que do somatório de efeitos da pressão interna com a carga externa de compressão resultar um alongamento em relação à posição inicial, pode-se concluir que o elemento se encontra num estado de tensão final de tração.

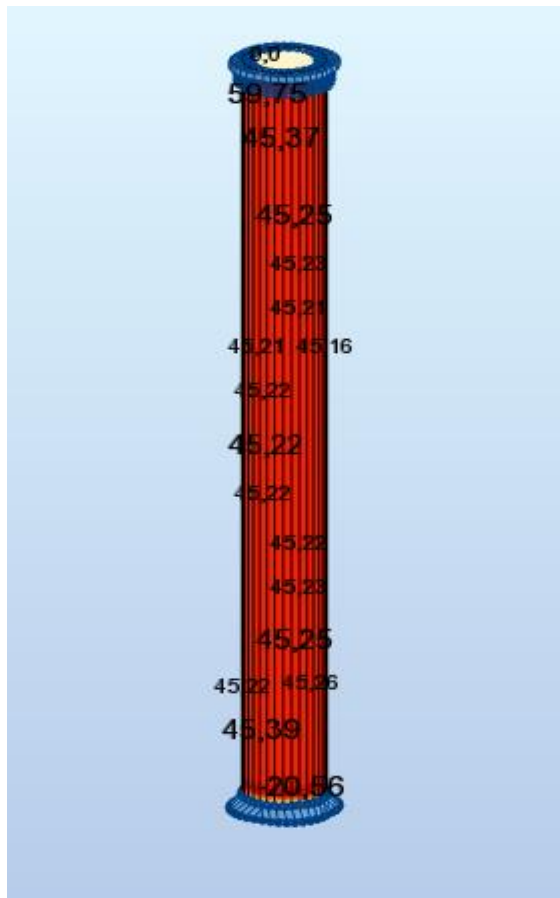


Fig. 21 - Tensão longitudinal nas paredes do tubo com apoios elásticos no topo superior (45 MPa)

3.2. CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO DE BARRAS PRESSURIZADAS

O critério de dimensionamento sugerido assenta no princípio de que um elemento pressurizado submetido a uma força de compressão externa assume um estado de tensão final de tração longitudinal por efeito da pressurização, admitindo a hipótese de cálculo demonstrada. A Fig. 22 é clara e ilustrativa do princípio subjacente.

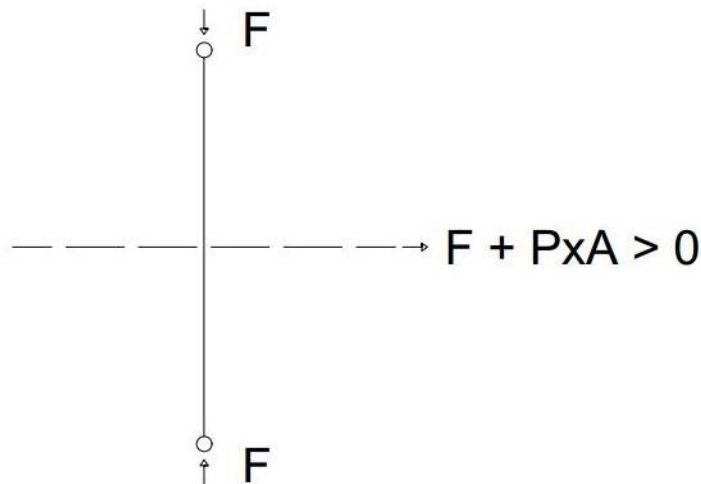


Fig. 22 – Idealização do conceito que se pretende validar

Contudo, sendo aplicável a sobreposição de efeitos, a verificação das tensões de Von Mises terá de ocorrer em dois momentos distintos e independentes. O primeiro momento é definido como o instante em que se pressuriza o tubo até ao nível pretendido e este ainda não equilibra a carga exterior de compressão. Gera-se, portanto, uma força de tração longitudinal e transversal apenas por efeito da pressão interior, que terá de ser tida em conta no dimensionamento, não se traduzindo numa tensão que exceda o limite de resistência do material. O segundo instante já sofre o efeito dos dois tipos de carga, a pressão interior gera trações longitudinais e horizontais ao tubo, enquanto que a carga exterior de compressão gera, logicamente, compressão longitudinal apenas, uma vez que se pode deformar livremente na direção transversal.

Este é um critério simples e lógico que se revela adequado, onde geralmente o instante mais desfavorável é quando estão aplicadas no tubo, simultaneamente, a pressão interior e a carga exterior de compressão axial.

Uma vez aplicado numa estrutura, salienta-se um outro aspeto a ter em conta que é o efeito do peso próprio do fluído utilizado para pressurizar o tubo. Esta parcela adicional provoca um aumento no momento fletor devido ao peso próprio, podendo se traduzir numa diminuição da tração ou num aumento da compressão aplicada em certas fibras da secção transversal do elemento na direção longitudinal. Apesar do momento fletor produzido ser provavelmente reduzido, deve ser acautelado com o objetivo de dissipar eventuais diferenciais nas resultantes das tensões instaladas na parede do tubo, as quais poderão conduzir à instabilidade. Na Fig. 23 é representado o efeito que o peso próprio de uma barra inclinada tem no momento fletor nela instalado e na sua deformação.

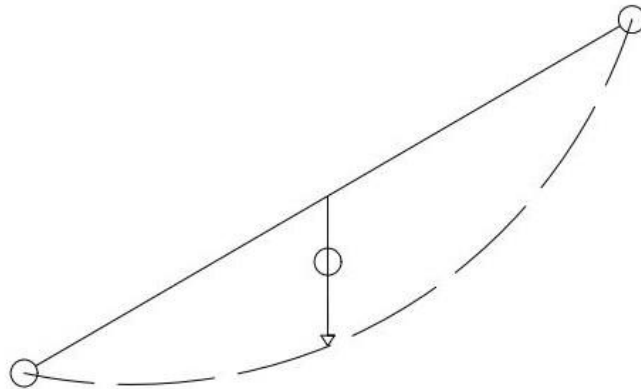


Fig. 23 – Efeito do peso próprio na deformada numa barra inclinada

Este acréscimo poderá ser controlado assumindo o peso próprio adicional do fluído. De forma conservativa, pode-se avaliar o contributo do momento fletor para a tensão longitudinal mais desfavorável como se fosse o caso de uma viga simplesmente apoiada ($p.l^2/8$) e recorrendo a um problema de flexão composta que pode ser formulado como demonstrado na Equação 8.

$$\sigma_l = \frac{P_{int}}{A_{tubo}} - \frac{P_{Ext}}{A_{tubo}} - \frac{M_{pp}}{I} \cdot y \quad (8)$$

3.3. ENQUADRAMENTO REGULAMENTAR NO EC 3

Neste subcapítulo serão especificadas todas as verificações que uma estrutura terá de cumprir num projeto de estrutura metálica, segundo o Eurocódigo 3. No caso de barras tracionadas, o regulamento refere que o valor de cálculo do esforço atuante N_{Ed} em cada secção transversal deve satisfazer a condição especificada na Equação 9.

$$\frac{N_{Ed}}{N_{t,Rd}} \leq 1,0 \quad (9)$$

Para o valor de cálculo do esforço normal resistente de tração $N_{t,Rd}$ assume-se o menor valor resultante entre as Equações 10 e 11, uma vez que as secções terão furos para a ligação entre o tubo e a treliça:

- Valor de cálculo do esforço normal resistente plástico da secção bruta:

$$N_{pl,Rd} = \frac{A f_y}{\gamma_{M0}} \quad (10)$$

- Valor de cálculo do esforço normal resistente último da secção útil na zona com furos de ligação:

$$N_{u,Rd} = \frac{0,9A_{net} f_u}{\gamma_{M2}} \quad (11)$$

Para determinar a resistência ao esforço transversal de uma secção transversal, o regulamento refere que o valor de cálculo do esforço transversal atuante V_{Ed} em cada secção deve satisfazer a condição da Equação 12.

$$\frac{V_{Ed}}{V_{c,Rd}} \leq 1,0 \quad (12)$$

Sendo um caso de cálculo plástico e ausência de torção, o valor de cálculo do esforço transversal resistente $V_{c,Rd}$ representa o valor de cálculo do esforço transversal resistente plástico $V_{pl,Rd}$, que é definido pela Equação 13.

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_v (f_y / \sqrt{3})}{\gamma_{M0}} \quad (53)$$

Focando agora nos elementos suscetíveis de instabilizar por encurvadura, estes podem ser divididos em elementos uniformes comprimidos, uniformes à flexão e, logicamente uma junção dos dois efeitos, uniformes em flexão composta com compressão. Dentro dos primeiros referidos, existe a verificação quanto ao valor de cálculo do esforço axial de compressão N_{Ed} a que determinado elemento está sujeito, que deve cumprir a condição da Equação 14.

$$\frac{N_{Ed}}{N_{b,Rd}} \leq 1,0 \quad (14)$$

O valor de cálculo da resistência à encurvadura do elemento comprimido $N_{b,Rd}$ considera-se da forma representada pela Equação 15.

$$N_{b,Rd} = \frac{\chi A f_y}{\gamma_{M1}} \quad (15)$$

O modo de determinar o valor de χ já foi referido e aplicado no início deste capítulo, sendo que, o único facto a ter em conta é a possibilidade de proceder ao cálculo da área efetiva real da secção transversal, caso esta se revele de Classe 4 segundo o regulamento.

Agora referindo os elementos uniformes em flexão, a resistência de um elemento sem travamento lateral e solicitado à flexão em relação ao eixo principal de maior inércia deverá ser verificado quanto à encurvadura lateral como definido na Equação 16.

$$\frac{M_{Ed}}{M_{b,Rd}} \leq 1,0 \quad (16)$$

Onde o valor de cálculo do momento fletor resistente à encurvadura sem contraventamento lateral deve ser assumido como na Equação 17.

$$M_{b,Rd} = \frac{\chi_{LT} W_y f_y}{\gamma_{M1}} \quad (17)$$

O módulo de flexão W_y deverá ser igual a $W_{pl,y}$ para as secções transversais das Classe 1 e 2, enquanto que para as de Classe 3 corresponde a $W_{el,y}$ e para as de Classe 4 corresponde o valor do módulo de flexão efetivo $W_{eff,y}$.

Uma vez que não foi levada a cabo uma análise de segunda ordem que tivesse em conta o efeito das imperfeições, a estabilidade dos elementos uniformes em flexão composta com compressão deve respeitar as condições das Equações 18 e 19.

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_y N_{Rk}} + k_{yy} \frac{M_{y,Ed} + \Delta M_{y,Ed}}{\chi_{LT} \frac{M_{y,Rk}}{\gamma_{M1}}} + k_{yz} \frac{M_{z,Ed} + \Delta M_{z,Ed}}{\frac{M_{z,Rk}}{\gamma_{M1}}} \leq 1,0 \quad (18)$$

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{Rk}} + k_{zy} \frac{M_{y,Ed} + \Delta M_{y,Ed}}{\chi_{LT} \frac{M_{y,Rk}}{\gamma_{M1}}} + k_{zz} \frac{M_{z,Ed} + \Delta M_{z,Ed}}{\frac{M_{z,Rk}}{\gamma_{M1}}} \leq 1,0 \quad (19)$$

Onde N_{Ed} , $M_{y,Ed}$, $M_{z,Ed}$ são os valores de cálculo do esforço de compressão e dos momentos máximos no elemento, em relação aos eixos y-y e z-z.

$\Delta M_{y,Ed}$ e $\Delta M_{z,Ed}$ são os momentos devidos ao deslocamento do eixo neutro para as secções transversais de Classe 4.

χ_y e χ_z são os coeficientes de redução devidos à encurvadura por flexão, enquanto que χ_{LT} é o devido à encurvadura lateral. Por fim, as constantes k_{ij} são os fatores de interação.

Todas as verificações mencionadas são de prática obrigatória e, como tal, também devem ser tidas em consideração neste tipo de dimensionamento.

No entanto, em complemento às verificações preconizadas pelo Eurocódigo 3, será necessário proceder à comprovação experimental dos bons resultados obtidos através da análise numérica.

Com esse intuito, foram levados a cabo dois ensaios experimentais com condições bastante distintas. Durante os ensaios, foi possível verificar que, ao contrário do que seria expectável, os tubos pressurizados instabilizaram para cargas axiais de compressão menores que os tubos sem pressão. Contudo, estes resultados já seriam de esperar segundo a bibliografia consultada, onde os valores experimentais dos fatores de carga crítica também são inferiores aos teóricos. Para estes resultados aquém das expectativas, podem ter contribuído vários fatores como, eventualmente, a existência de imperfeições geométricas iniciais e a não aplicação da força de tração pretendida por intermédio da pressurização do tubo, como referido no Capítulo 2. Como um tubo pressurizado é submetido a forças laterais maiores que um tubo

convencional em compressão pura, se existirem imperfeições iniciais, poderá ocorrer uma maior deflexão do tubo, traduzindo-se num valor do fator de carga crítica menor que o determinado pela via numérica, o que demonstra a importância que o efeito estabilizador das tampas tem.

Deste modo, é possível concluir que os ensaios experimentais levados a cabo foram inconclusivos, havendo, portanto, a necessidade de os repetir, uma vez que não foram coerentes nem representativos da realidade de forma minuciosa.

4

ANÁLISE ESTRUTURAL DE UMA ESTRUTURA COM BARRAS PRESSURIZADAS E COMPARAÇÃO COM ESTRUTURA CONVENCIONAL

4.1. DETALHES DO DIMENSIONAMENTO

Neste capítulo será avaliada a viabilidade da implementação de um tubo pressurizado, numa treliça onde se pretende proceder ao controlo de deformações, comparando-a com uma idêntica, mas com esse mesmo controlo de deformações efetuado a partir do método convencional, que consiste em aumentar iterativamente a área das cordas superiores e inferiores.

A estrutura treliçada tem como função servir de asna para uma cobertura metálica de um pavilhão industrial. Uma treliça do tipo Warren foi tomada como exemplo e é simplesmente apoiada, tem 20 metros de vão e 1 metro de distância entre cordas, sendo dimensionada para o seu Estado Limite Último e tendo uma carga distribuída ao longo de todo o seu comprimento de 10 kN/m. Os perfis utilizados no dimensionamento da treliça são todos da gama CHS (Circular Hollow Section) e o aço usado é da classe S355. Optou-se por considerar as diagonais e os montantes como articulados em ambas as extremidades. Na modelação, assumiu-se a treliça contendo elementos de contraventamento nos nós das cordas superiores, de modo a salvaguardar modos de instabilidade por encurvadura global. Na Fig. 24 é apresentada a geometria da treliça tomada como exemplo e a carga a que está sujeita.

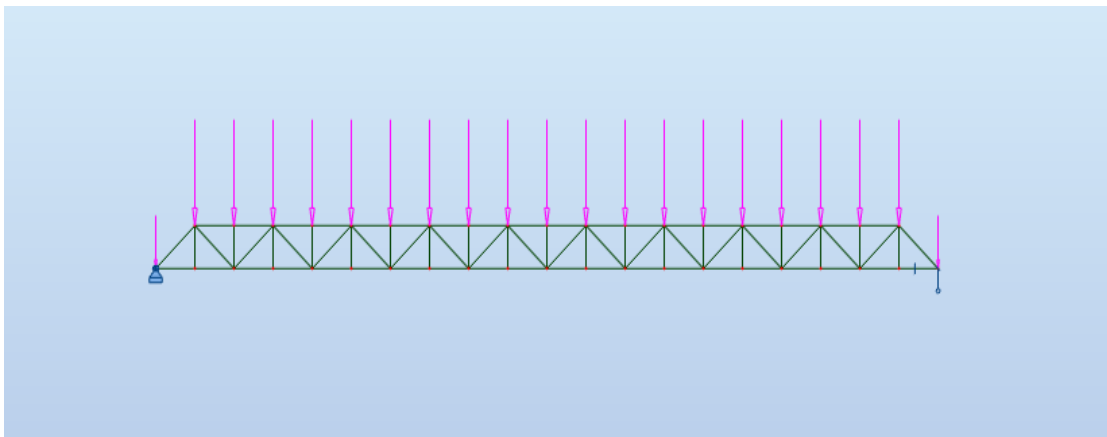


Fig. 24 - Vista frontal da treliça analisada e modelação da carga distribuída

Esta treliça foi dimensionada para o seu Estado Limite Último, recorrendo ao programa de cálculo para efetuar as respetivas verificações à encurvadura e para otimizar todas as barras em relação ao seu peso. Nas Figs. 25, 26, 27 e 28 demonstra-se, respetivamente, um mapa de cores com as secções resultantes deste dimensionamento, bem como os respetivos rácios significativos da percentagem de mobilização da área bruta na resistência ao caso de carga referido.

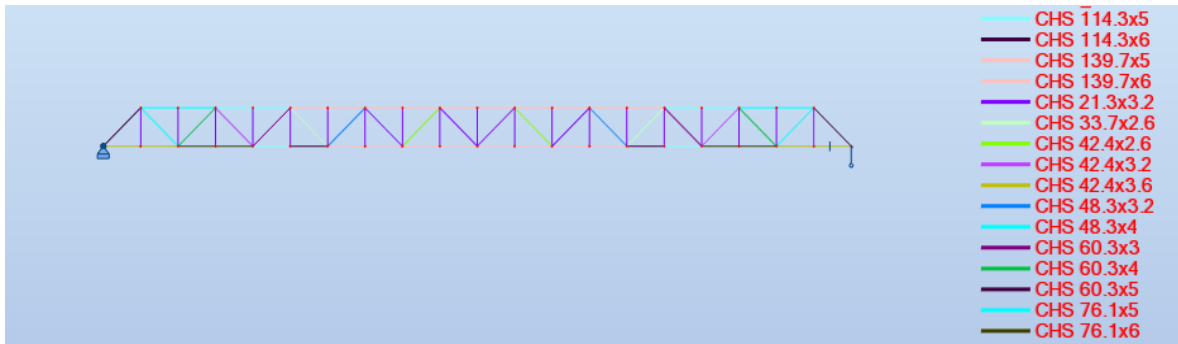


Fig. 25 - Perfis utilizados para resistir ao Estado Limite Último

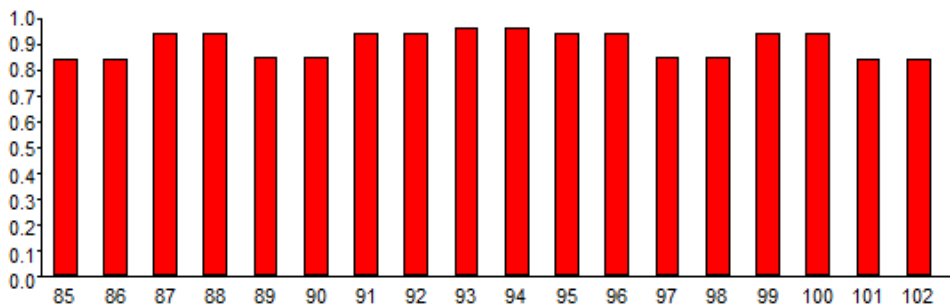


Fig. 26 - Rácios de aproveitamento da secção bruta das cordas superiores

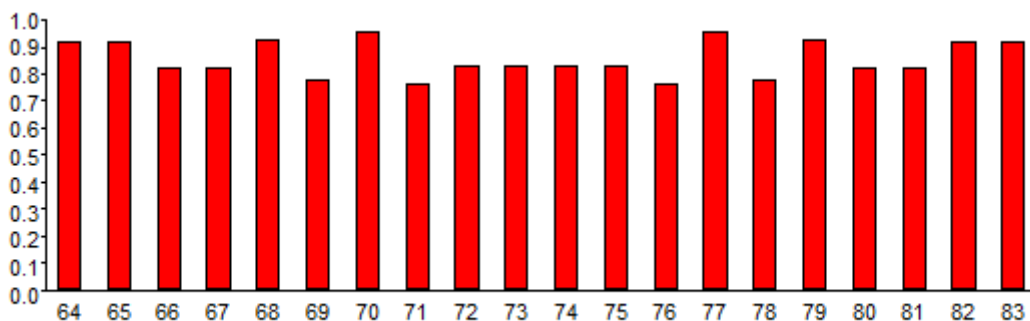


Fig. 27 - Rácios de aproveitamento da secção bruta das cordas inferiores

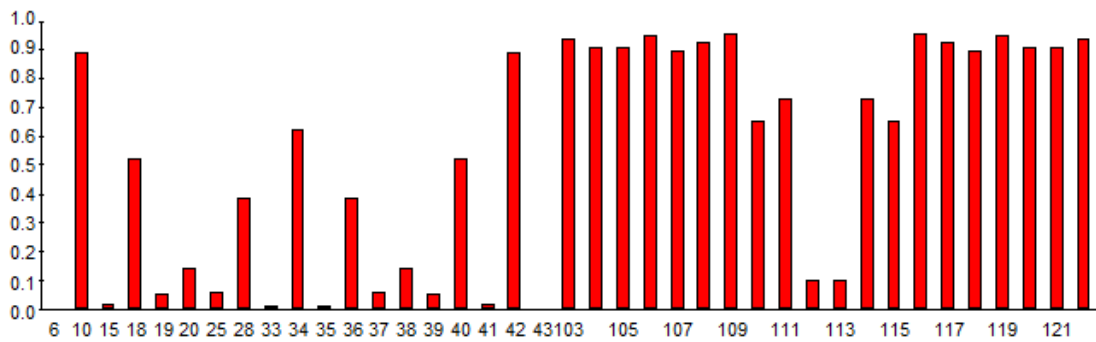


Fig. 28 - Rátios de aproveitamento da secção bruta das diagonais e dos montantes

Através da análise das Fig. 26, 27 e 28, é possível concluir que as barras estão bem otimizadas, com a exceção de algumas. Apesar destas barras não tão otimizadas terem esforços axiais muito reduzidos, as suas secções não podem ser alteradas uma vez que já têm a geometria do perfil mínimo para a gama de perfis CHS, o que se traduz num ligeiro desaproveitamento destas secções. O seguinte mapa de quantidades sintetiza as secções pelas quais se optou e a respetiva quantidade de aço requerida para a conceção desta treliça. Pode-se observar que esta treliça dimensionada para o seu Estado Limite Último é bastante leve, mesmo cumprindo todas as verificações de Estado Limite Último de que foi alvo.

No entanto, o grande problema neste tipo de estruturas é mesmo o controlo da deformação obtida a meio vão para o Estado Limite de Serviço que, neste caso, se encontra um pouco abaixo dos 11 centímetros e ainda bem distante do limite regulamentar estipulado pelo Eurocódigo 3. Para asnas de coberturas metálicas, o deslocamento máximo em Estado Limite de Serviço especificado pelo regulamento é de $L/400$ a meio vão que, no caso desta treliça, corresponde a 5 centímetros de deslocamento vertical nesse ponto central. Na Fig. 29 é apresentado o mapa de quantidades para a treliça dimensionada apenas para o seu Estado Limite Último e na Fig. 30 os deslocamentos obtidos a meio vão pela via numérica.

Total por						
CHS 21.3	23	24,68	1,43	35,27	35	1,65
CHS 33.7	2	2,84	1,99	5,66	6	0,30
CHS 42.4	2	2,84	2,55	7,25	7	0,38
CHS 42.4	2	2,84	3,09	8,79	9	0,38
CHS 42.4	4	4,00	3,44	13,78	14	0,53
CHS 48.3	2	2,84	3,56	10,10	10	0,43
CHS 48.3	2	2,84	4,37	12,42	12	0,43
CHS 60.3	2	2,84	4,24	12,04	12	0,54
CHS 60.3	2	2,84	5,55	15,77	16	0,54
CHS 60.3	2	2,84	6,82	19,38	19	0,54
CHS 76.1	4	4,00	8,80	35,18	35	0,96
CHS 76.1	4	4,00	10,37	41,48	41	0,96
CHS 114.	6	6,00	13,51	81,04	81	2,15
CHS 114.	2	2,00	16,02	32,05	32	0,72
CHS 139.	2	2,00	16,65	33,30	33	0,88
CHS 139.	16	16,00	19,78	316,49	316	7,02
Total:					680	18,39

Fig. 29 - Mapa de quantidades da treliça dimensionada apenas para o seu ELU

Nó/Caso	UX (cm)	UY (cm)	UZ (cm)	RX (Rad)	RY (Rad)	RZ (Rad)
23/ 8 (C)	0,9896	0,0	-10,8318	0,0	-0,000	0,0

Fig. 30 - Deslocamentos em serviço do nó que se encontra a meio vão da treliça

Sendo que o objetivo passa por conseguir garantir uma deformação em serviço de 5 centímetros a meio vão, a forma recorrente de controlar esta deformação de forma a incluí-la dentro dos valores regulamentares consiste em aumentar gradualmente a área das cordas superiores e inferiores até que esse mesmo deslocamento limite em serviço se verifique. Este método revela que não existe um aproveitamento eficaz da secção bruta de cada barra, representando um sobrecusto considerável. Este facto também se poderá traduzir numa quantidade de aço cerca de três vezes maior que a necessária para resistir apenas aos esforços a que a estrutura está submetida no seu Estado Limite Último, como neste caso. Nas Fig. 31 e 32 são apresentados os perfis utilizados para controlar a deformação regulamentar e os deslocamentos a meio vão obtidos, respetivamente.

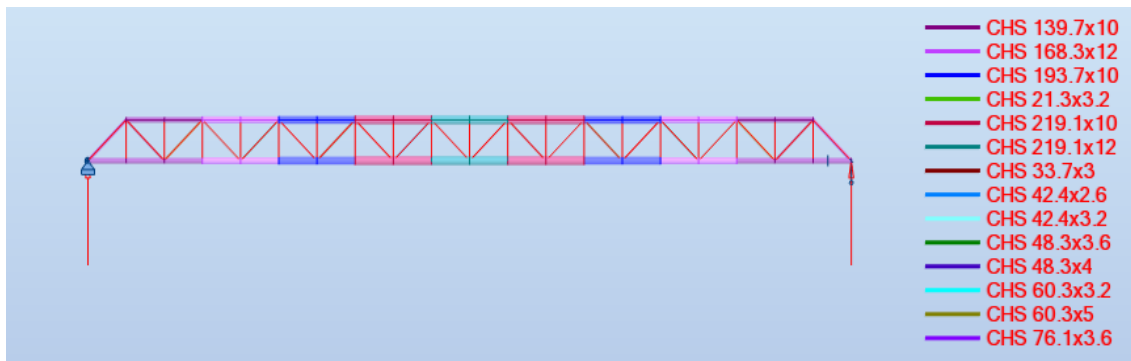


Fig. 31 - Perfis utilizados para controlar a deformação de 5 centímetros

Nó/Caso	UX (cm)	UY (cm)	UZ (cm)	RX (Rad)	RY (Rad)	RZ (Rad)
156/ 6 (C)	4,0228	0,0024	-4,9692	-0,000	-0,000	0,000

Fig. 32 - Deslocamentos em serviço da treliça que impõe uma deformação de 5 centímetros

As Fig. 33, 34 e 35 são elucidativas do aproveitamento ineficaz a que as cordas da treliça estão sujeitas quando este método é adotado. Os elementos alterados foram apenas as cordas e o aproveitamento da sua secção bruta é no máximo cerca de 50 %, o que representa um valor consideravelmente baixo, contrariando os princípios concetuais das estruturas leves e eficientes que se pretendem explorar.

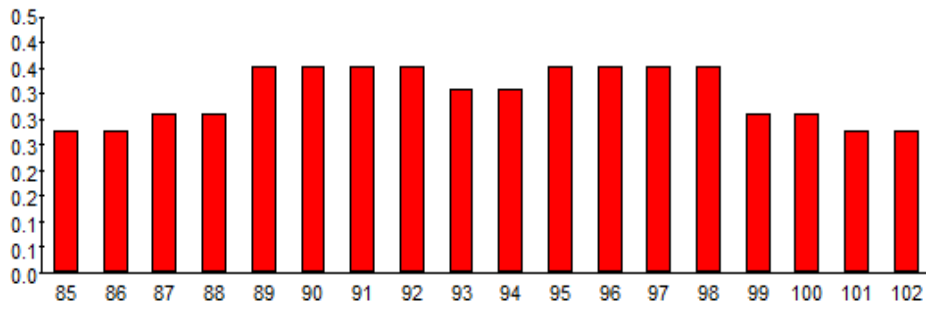


Fig. 33 - Rátios de aproveitamento da secção bruta das cordas superiores

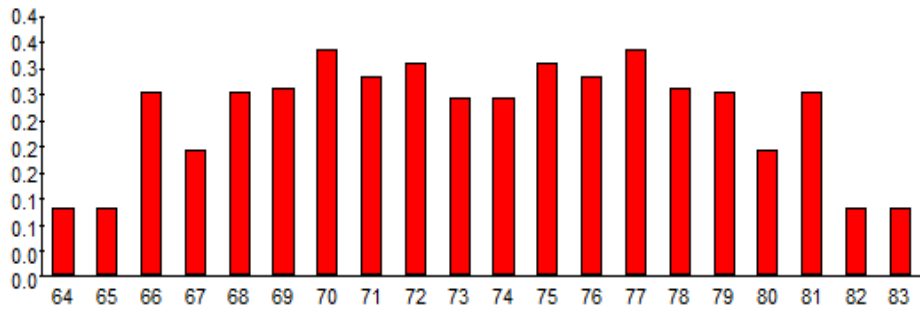


Fig. 34 - Rátios de aproveitamento da secção bruta das cordas inferiores

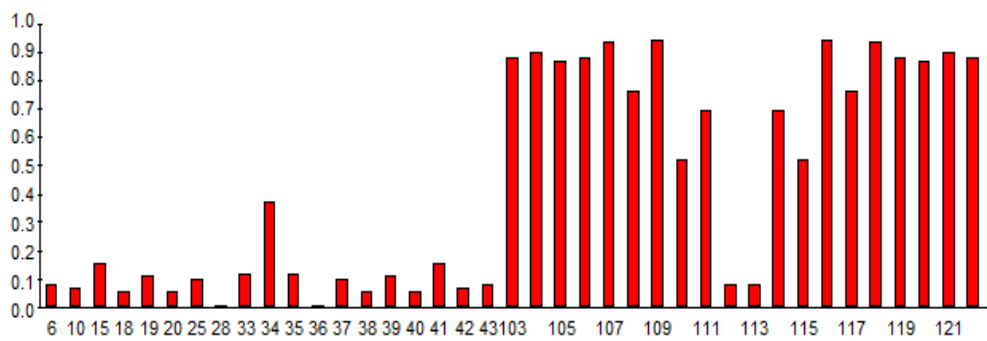


Fig. 35 - Rátios de aproveitamento da secção bruta das diagonais e dos montantes

Na Fig. 36 estão expressas as quantidades de aço utilizadas nesta treliça controlada para uma deformação de 5 centímetros, e um facto relevante é o enorme aumento de massa desta estrutura quando comparada com a treliça dimensionada apenas para o Estado Limite Último, sendo que se traduz numa massa quase três vezes superior. Tendo isso em conta, será de todo o interesse e pertinência a análise de outro método que, simultaneamente, cumpra os esforços do Estado Limite Último e a deformação a meio vão registada em serviço e que se conduza a uma estrutura consequentemente mais leve e mais eficiente.

Total por						
CHS 21.3	23	24,68	1,43	35,27	35	1,65
CHS 33.7	2	2,84	2,27	6,45	6	0,30
CHS 42.4	2	2,84	2,55	7,25	7	0,38
CHS 42.4	2	2,84	3,09	8,79	9	0,38
CHS 48.3	2	2,84	3,97	11,27	11	0,43
CHS 48.3	2	2,84	4,37	12,42	12	0,43
CHS 60.3	2	2,84	4,51	12,80	13	0,54
CHS 60.3	2	2,84	6,82	19,38	19	0,54
CHS 76.1	2	2,84	6,44	18,28	18	0,68
CHS 139.	10	10,00	31,96	319,61	320	4,39
CHS 168.	8	8,00	46,25	369,99	370	4,23
CHS 193.	8	8,00	45,31	362,49	362	4,87
CHS 219.	8	8,00	51,59	412,74	413	5,50
CHS 219.	4	4,00	61,28	245,12	245	2,75
Total:					1842	27,07

Fig. 36 - Mapa de quantidades da treliça à qual se aumentou a inércia das cordas e que verifica a deformação de 5 centímetros

4.2. DIMENSIONAMENTO DO TUBO PRESSURIZADO

De forma a simular o efeito do tubo pressurizado numa estrutura, à treliça dimensionada para o Estado Limite Último foram adicionadas três barras de cada um dos lados (duas inclinadas e uma horizontal de cada lado), que simulam o tubo pressurizado concebido em aço S460 N/NL e que se situam a 20 centímetros do plano da treliça. Para modelar o efeito do alongamento do tubo por intermédio da pressão interior, recorreu-se ao artifício de alongamento de barras, sendo este apenas aplicado às barras horizontais representativas do tubo. A configuração do tubo pode ser observada nas Fig. 37, 38 e 39 e pode não constituir a configuração ideal e ótima para a obtenção de bons resultados, uma vez que o objetivo é apenas comprovar o efeito benéfico da introdução de um elemento pressurizado no controlo da deformação da estrutura. Nas Fig. 37, 38 e 39 é apresentada a geometria do modelo de cálculo numérico.

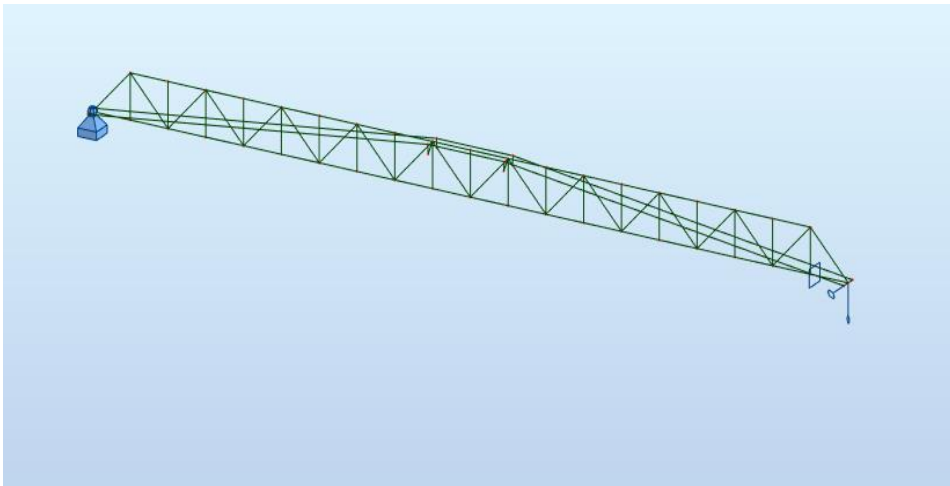


Fig. 37 - Geometria da treliça pressurizada

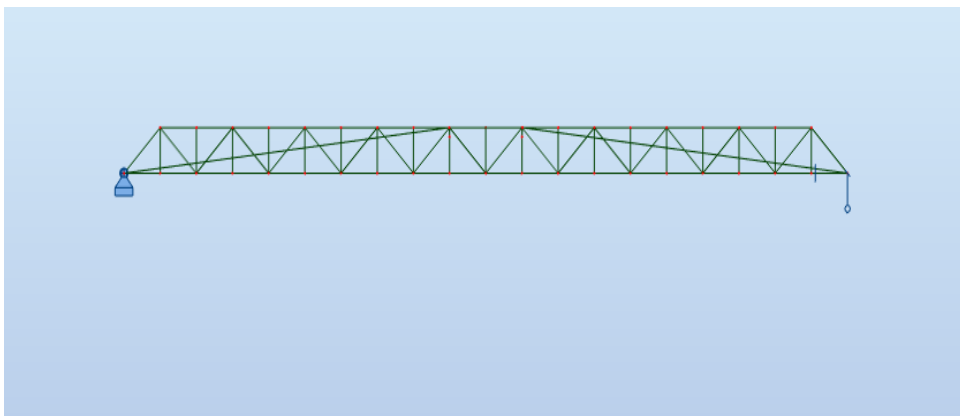


Fig. 38 - Vista frontal da treliça pressurizada

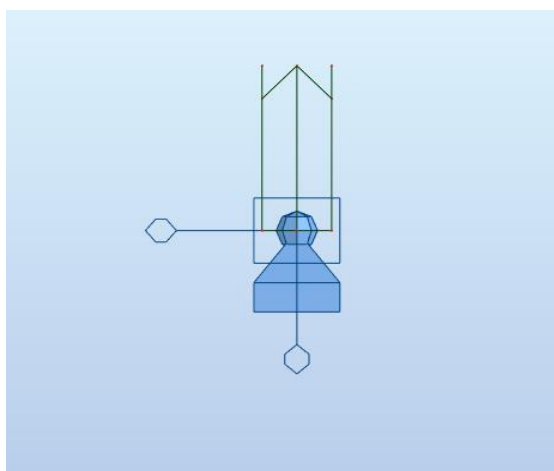


Fig. 39 - Vista lateral da treliça pressurizada

Um importante pormenor ao qual também teve que ser despendida especial atenção foi a materialização dos elementos de ligação da treliça ao tubo. Estes elementos estão representados na Fig. 40 e são barras infinitamente rígidas sem peso próprio, com a particularidade das exteriores que se situam nos planos dos tubos permitirem rotações ao longo treliça em ambas as extremidades, com o objetivo de minimizar o possível a transferência de momentos fletores da treliça para o tubo e vice-versa. Também houve o cuidado de garantir que estas barras tinham a orientação da bissetriz do ângulo entre a barra horizontal e a inclinada que simulam o tubo, com o intuito de assegurar que o esforço axial será sensivelmente constante ao longo de toda a extensão do tubo.

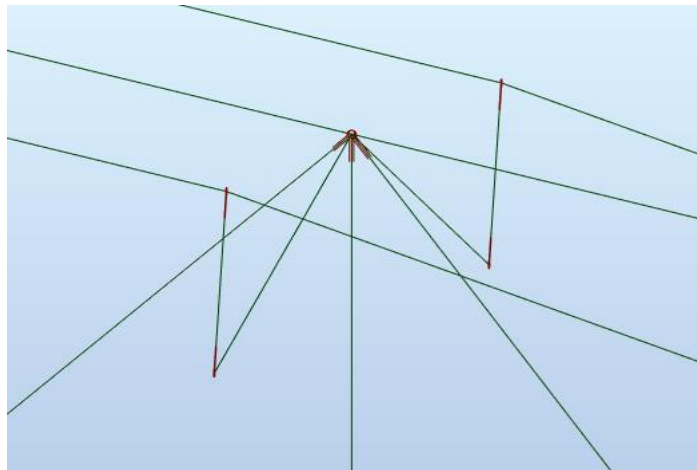


Fig. 40 - Pormenor de um dos dois elementos de ligação intermédia entre a treliça e o tubo pressurizado

Na Fig. 41 é detalhada a zona dos apoios, onde também foram acauteladas determinadas situações. A ligação entre estes e o tubo pressurizado foi concebida também através de barras infinitamente rígidas e sem peso próprio como no caso anterior, com o objetivo de minimizar os deslocamentos relativos entre o tubo e a treliça nesta zona e as transferências de momentos de um elemento para o outro.

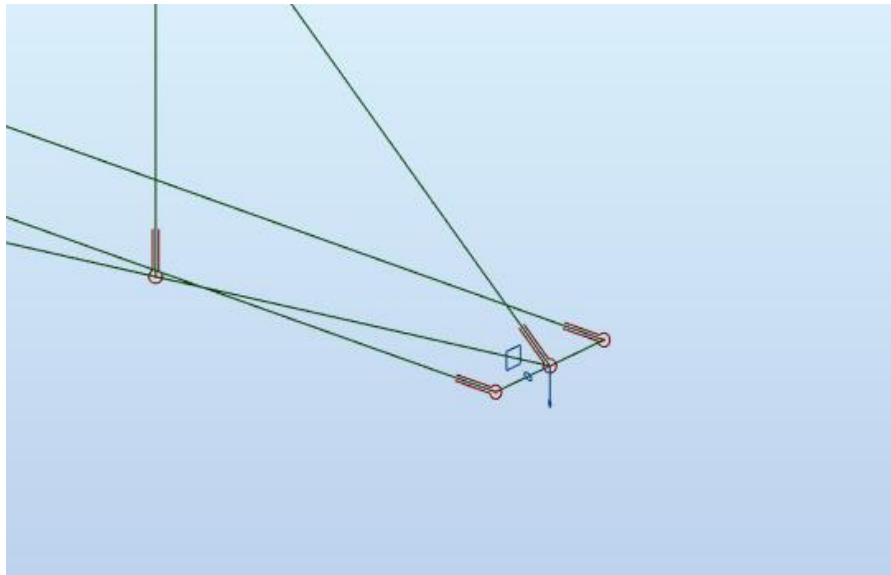


Fig. 41 - Pormenor dos elementos de ligação nos apoios da treliça (barras horizontais)

Tendo em conta que a estrutura está dimensionada para resistir aos esforços do Estado Limite Último, será razoável admitir que o tubo não tenha a obrigatoriedade de resistir a tais esforços, uma vez que a sua função é apenas controlar as deformações para as cargas de serviço. Como tal, pode ser dimensionado para os esforços previstos em serviço e não estritamente para os do Estado Limite Último. Como o objetivo deste método é ter o tubo mais leve possível, é conveniente dotar o sistema de pressurização das características necessárias para que o nível de pressão possa ser estabelecido no valor máximo que se consegue assegurar com os sistemas atuais. Contudo, este dimensionamento acaba por ser um método iterativo, uma vez que alterar a geometria do tubo fará também variar os esforços nele instalados consoante se aumente ou diminua a sua rigidez, ou seja, quanto maior inércia o tubo possuir, mais facilmente será alvo de uma concentração de esforços superior quando comparada com um tubo de inércia menor. A primeira etapa consiste em arbitrar um diâmetro, uma espessura para as paredes do tubo e estipular um nível de pressão. Seguidamente, esse tubo será adicionado à estrutura da qual partiu esta análise e terá de lhe ser aplicado o artifício do alongamento de barras, que simula o efeito do alongamento do tubo por intermédio da pressão interior aplicada, até que as deformações a meio vão atinjam o valor regulamentado.

Nesta fase do dimensionamento, o próximo passo consiste na determinação do esforço axial do tubo com o alongamento necessário para que as deformações regulamentares se verifiquem, sendo que a compressão observada terá de ser ligeiramente menor que a força de tração produzida pelo efeito da pressão interior, força de tração essa que depende igualmente da geometria do tubo e do nível de pressão instalado. Com o auxílio da folha de cálculo, pode-se igualmente proceder à verificação das tensões instaladas na parede do tubo para os dois instantes distintos de carregamento. Posto isto, determinou-se o esforço axial no tubo para avançar para o respetivo dimensionamento. Na Fig. 42 é apresentado o esforço axial a que o tubo está submetido, segundo a análise numérica efetuada.

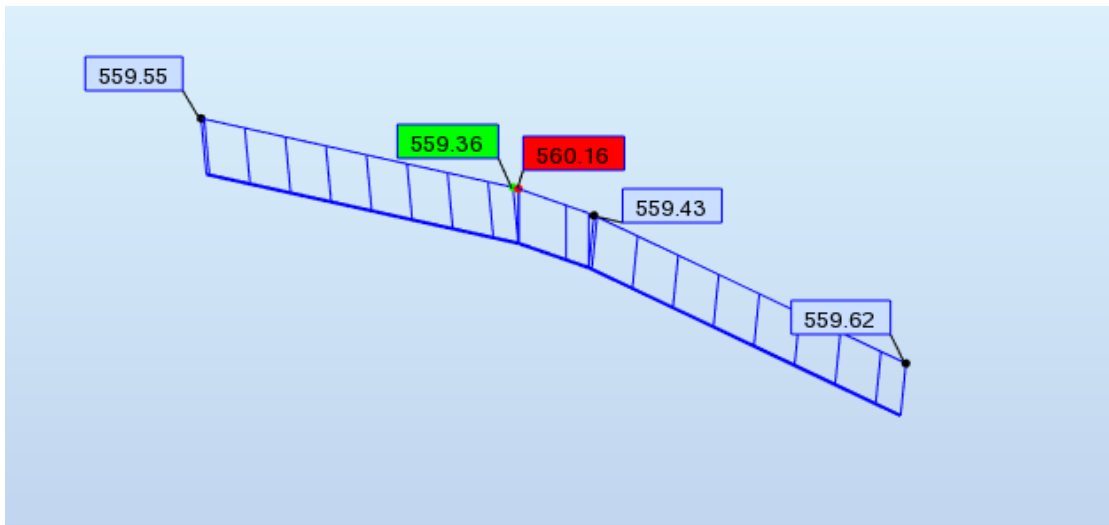


Fig. 42 - Esforço axial do tubo pressurizado quando sujeito às condições de serviço

Na Fig. 43, são apresentados os deslocamentos a meio vão obtidos numericamente para a treliça com o tubo adotado.

Nó/Caso	UX (cm)	UY (cm)	UZ (cm)	RX (Rad)	RY (Rad)	RZ (Rad)
156/ 6 (C)	4,0395	0,0021	-4,9974	-0,000	-0,000	0,000

Fig. 43 - Deslocamentos verificados em serviço para a treliça pressurizada

Verificada a deformação a meio vão para o limite regulamentar de 5 centímetros, a próxima etapa passa então por dimensionar o tubo para que funcione permanentemente à tração em Estado Limite de Serviço. O tubo encontra-se submetido a um esforço axial de compressão de 560 kN e, com auxílio da folha de cálculo, verificaram-se, simultaneamente, os valores das tensões nas paredes do tubo para os dois instantes anteriormente referidos. A geometria do tubo adotado tem 120 milímetros de diâmetro e 7 milímetros de espessura e, se pressurizado a 500 bar, é produzida nas paredes do tubo uma força de tração de 565 kN que se opõe ao esforço de compressão verificado pela via numérica, resultando igualmente num estado de tensão final de tração. No Quadro 14 são apresentados os parâmetros geométricos do tubo.

Quadro 14 - Geometria do tubo e respetivos parâmetros

Diâmetro (m)	0,12
Espessura (m)	0,007
Área (m ²)	0,00264
Área _{int} (m ²)	0,008825
L _{tubo} (m)	40,22
Densidade óleo (kg/m ³)	800
Massa de óleo (kg)	283,94

O critério utilizado para assegurar que o tubo não entrava em cedência em nenhum dos instantes do dimensionamento foi a verificação do valor da tensão de Von Mises para este tipo de carregamento, que é definida na Equação 20.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_l^2 - \sigma_l\sigma_h + \sigma_h^2} \leq f_y \quad (20)$$

O Quadro 15 demonstra os valores obtidos para as diferentes tensões instaladas, discriminando os dois instantes de carregamento, bem como o somatório destes dois.

Quadro 15 - Verificações de tensões para dimensionamento do tubo pressurizado

Carregamento	Pressão (bar)	σ_h (MPa)	σ_l (MPa)	Força instalada (kN)	σ_{V-M} (MPa)
Pressão interior	500	428,57	214,29	565,49 (tração)	371,15
Carga exterior	0	0	212,21	560 (compressão)	212,21
Final	500	428,57	2,08	5,49 (tração)	427,54

Como se pode verificar pelo Quadro 15, o tubo com 120 milímetros de diâmetro e 7 milímetros de espessura consegue instalar uma força de tração no tubo por intermédio da pressão interior ligeiramente maior que o esforço de compressão a que está submetido, uma vez que o estado de tensão final é de tração longitudinal. O tubo adotado também se revela eficiente a resistir ao esforço axial a que será exposto em serviço, uma vez que em nenhum dos instantes o valor máximo da tensão de Von Mises para este aço ($f_y=460$ MPa) foi excedido, verificando-se o mesmo para os casos da tensão longitudinal e horizontal.

No entanto, como foi referido no início do capítulo, terá de se dedicar atenção à influência que o peso próprio do conjunto tubo-óleo poderá ter nas tensões instaladas nas paredes do tubo. Ao estar totalmente preenchido com óleo, significa que ocorrerá um aumento do peso próprio do tubo e, consequentemente,

do momento fletor por ele provocado. Visto que este acréscimo não é considerado no modelo, optou-se por simular esse efeito através de uma carga uniformemente distribuída aplicada ao longo de toda a extensão do tubo para posterior análise das tensões verificadas. No tubo tomado como exemplo, assumindo uma densidade de 800 kg/m^3 para o óleo em questão, o peso total do fluido presente nos tubos é de 284 kg, o que se traduz numa carga distribuída vertical muito reduzida de apenas $0,07 \text{ kN/m}$ aplicada em toda a extensão do tubo, apesar deste peso ser totalmente equilibrado pelas barras da treliça dimensionada para o Estado Limite Último. Nas Fig. 44 e 45 é possível verificar o contributo do peso próprio do tubo no momento fletor máximo do tubo.

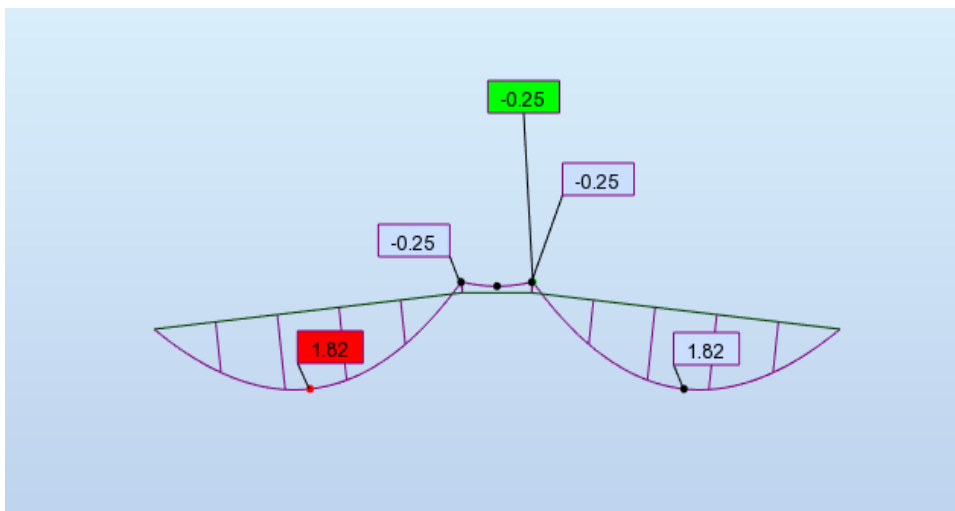


Fig. 44 - Momento fletor máximo apenas devido ao peso próprio do tubo ($1,82 \text{ kN.m}$)

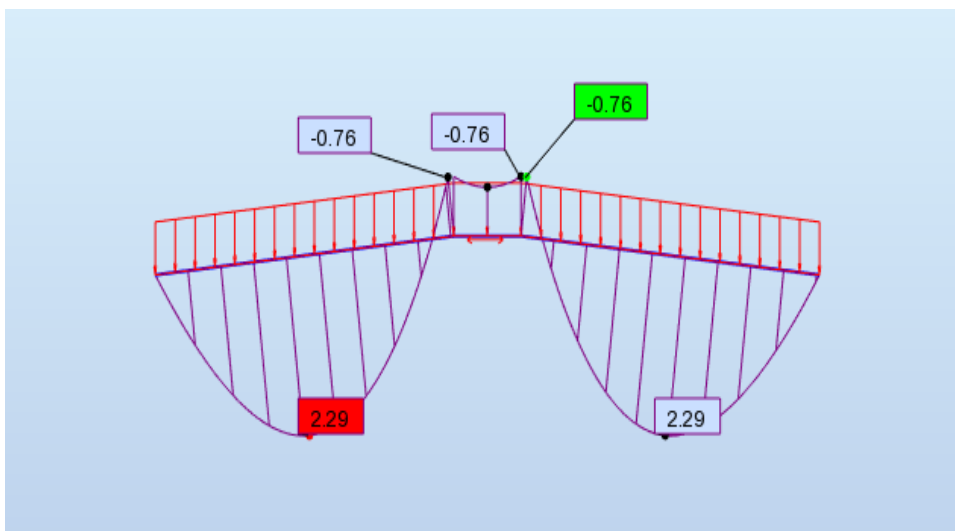


Fig. 45 - Momento fletor máximo devido ao conjunto tubo-óleo ($2,29 \text{ kN.m}$)

Este momento fletor irá provocar um diferencial de tensões na parede do tubo e, para ter uma noção da sua ordem de grandeza, pode-se recorrer à Equação 5. Contudo, a tensão instalada por este momento fletor é muito reduzida e pode ser desprezada, como é possível concluir a partir do Quadro 16.

Quadro 16 - Influência do momento fletor devido ao peso próprio do conjunto tubo-óleo na tensão longitudinal

σ_1 sem a contabilização do peso próprio (MPa)	2,079123
σ_1 na fibra mais tracionada (MPa)	2,079494
σ_1 na fibra menos tracionada (MPa)	2,078753

4.3. COMPARAÇÃO DE RESULTADOS

Neste subcapítulo vão ser comparadas as duas soluções referidas anteriormente quanto à quantidade de aço necessária para as suas execuções, a da treliça dimensionada para o Estado Limite Último com as cordas alteradas para verificar a deformação a meio vão estipulada e a da treliça pressurizada concebida para o mesmo propósito.

No entanto, antes de proceder à comparação entre os dois métodos, é de extrema importância a averiguação da validade dos modelos numéricos utilizados para a obtenção das conclusões. Como tal, foi criado um caso de carga onde as treliças resultantes de cada um dos métodos equilibravam uma carga uniforme distribuída de 10 kN/m. Nas Fig. 46 e 47 é apresentada a carga aplicada nas duas estruturas para efetivar a validação das mesmas.

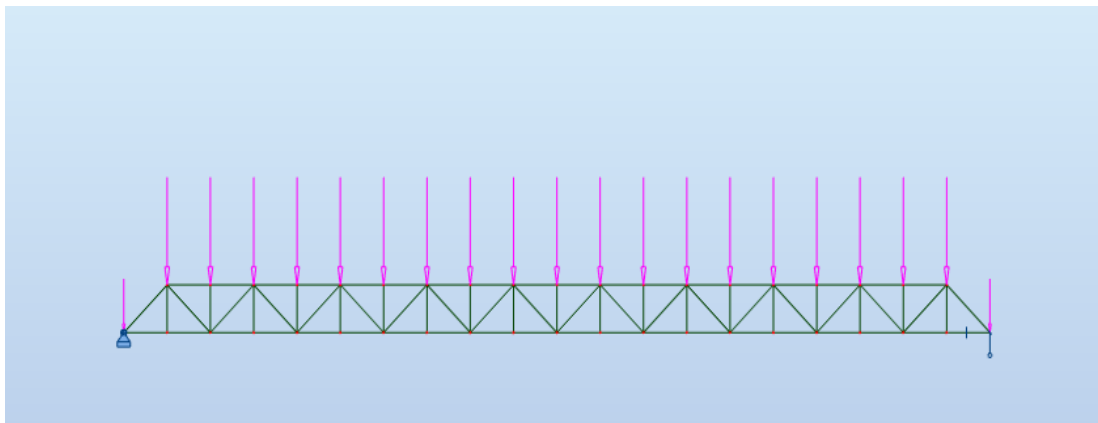


Fig. 46 - Validação do modelo com dimensionamento pelo método convencional

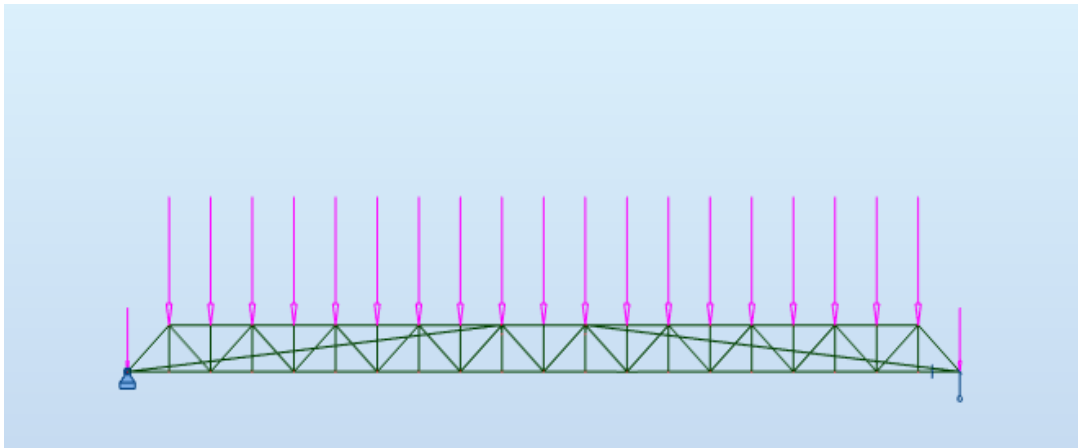


Fig. 47 - Validação do modelo com o tubo pressurizado

Uma vez que o seu esquema estrutural é semelhante ao de uma viga simplesmente apoiada, as reações verticais nos apoios em ambos os casos serão iguais a $pl/2$, que neste caso corresponde a 100 kN. Isto pode ser comprovado observando as Fig. 48 e 49, ficando atestada a validade dos modelos utilizados.

Nó/Caso	FX (kN)	FY (kN)	FZ (kN)	MX (kNm)	MY (kNm)	MZ (kNm)
2/ 9	-0,00	0,0	100,00	0,0	-0,00	0,0
43/ 9	-0,00	0,0	100,00	0,0	0,0	0,0

Fig. 48 - Valores das reações obtidas no modelo com dimensionamento pelo método convencional

Nó/Caso	FX (kN)	FY (kN)	FZ (kN)	MX (kNm)	MY (kNm)	MZ (kNm)
135/ 10	-0,02	-0,00	100,01	-0,00	0,00	-0,00
136/ 10	0,03	0,00	100,01	0,00	0,00	0,01

Fig. 49 - Valores das reações obtidas no modelo com tubo pressurizado

Desse modo, o próximo passo consiste na determinação das quantidades de aço, tanto para a estrutura em si como para o tubo pressurizado. Na Fig. 50 apresentam-se essas quantidades para o caso da treliça com tubo pressurizado.

Total por						
CHS 21.3	23	24,68	1,43	35,27	35	1,65
CHS 33.7	2	2,84	1,99	5,66	6	0,30
CHS 42.4	2	2,84	2,55	7,25	7	0,38
CHS 42.4	2	2,84	3,09	8,79	9	0,38
CHS 42.4	4	4,00	3,44	13,78	14	0,53
CHS 48.3	2	2,84	3,56	10,10	10	0,43
CHS 48.3	2	2,84	4,37	12,42	12	0,43
CHS 60.3	2	2,84	4,24	12,04	12	0,54
CHS 60.3	2	2,84	5,55	15,77	16	0,54
CHS 60.3	2	2,84	6,82	19,38	19	0,54
CHS 76.1	4	4,00	8,80	35,18	35	0,96
CHS 76.1	4	4,00	10,37	41,48	41	0,96
CHS 114.	6	6,00	13,51	81,04	81	2,15
CHS 114.	2	2,00	16,02	32,05	32	0,72
CHS 139.	2	2,00	16,65	33,30	33	0,88
CHS 139.	16	16,00	19,78	316,49	316	7,02
Total:					680	18,39
S 460 N/NL						
12x0.7	2	2,03	19,51	39,61	79	1,53
12x0.7	4	9,05	19,51	176,60	706	13,65
Total por						
12x0.7	6	40,26	19,51	785,65	786	15,18
Total:					786	15,18

Fig. 50 - Mapa de quantidades da treliça pressurizada

O Quadro 17 expõe as massas de treliça e de tubo de forma discriminada para proporcionar uma comparação mais clara e sucinta.

Quadro 17 - Peso em aço

Treliça	Massa Treliça (kg)	Massa Tubo (kg)	Total (kg)
Tradicional	1842	0	1842
Pressurizada	680	786	1466

Observando o Quadro 17, pode-se concluir que este conceito conduz a uma redução considerável da quantidade de aço utilizada quando comparado com o método tradicional, tendo-se obtido um valor ligeiramente superior a 20 %. Assim sendo, fica comprovada uma redução na quantidade de aço com valores algo satisfatórios assumindo-se como um bom indicador. No entanto, como referido anteriormente, muito provavelmente o exemplo tomado não representa a solução ótima para o caso, uma vez que essa só seria obtida recorrendo a um processo iterativo em que se explorassem mais configurações. Questões como a configuração dos tubos pressurizados e como o equilíbrio ideal entre a inércia do tubo e o nível de pressão nele instalado, deverão ser abordadas com o objetivo de obter um balanço mais concreto das eventuais potencialidades do método explanado.

No entanto, este método ainda terá de verificar mais validações, uma vez que carece de comprovação experimental e, futuramente, estes bons indicadores devem ser corroborados com esta componente.

5

CONCLUSÕES E ESTUDOS FUTUROS

5.1. CONCLUSÕES

O método delineado nesta dissertação, embora inovador, será perfeitamente compatível quanto à sua aplicação através de um sistema hidráulico simples e correntemente utilizado.

Partindo da hipótese de cálculo abordada, foi possível concluir através da análise numérica efetuada que o fator de carga para a encurvadura aumenta com o nível de pressão instalado no interior de um tubo de paredes finas, sendo mais eficaz para esbeltezas correntes, enquanto que, para esbeltezas elevadas, as vantagens são praticamente insignificantes.

De modo a inserir esta contribuição nas expressões do Eurocódigo 3, procedeu-se ao cálculo do coeficiente de redução para o modo de encurvadura relevante, χ , de uma barra internamente pressurizada e verificou-se que a pressão interior também tem um efeito bastante favorável para o aumento deste coeficiente, verificando-se igualmente uma grande influência da esbelteza.

Outra questão pertinente é a análise do efeito estabilizador das tampas, uma vez que se a pressão interior também estiver nelas aplicada, e não só nas paredes, o fator de carga crítica tem um aumento ainda mais significativo. As condições de fronteira e de montagem, bem como a influência da temperatura, também terão de aspetos salvaguardados e analisados previamente para evitar a eventual alteração do estado de tensão final instalado.

Com estes resultados, pode-se deduzir que a pressão interior em barras tubulares é um método eficaz no controlo da encurvadura local e global, uma vez que uma barra poderá deixar de estar submetida a um estado de tensão de compressão axial para estar sujeita a um estado final de tração. Assim sendo, não ocorrerá instabilidade por encurvadura, ou na pior das hipóteses, esta será retardada.

Na aplicação deste método, sugere-se um critério de dimensionamento simples, que consiste no objetivo de ter um tubo o mais leve possível. Tubos com geometrias reduzidas têm menor rigidez e, consequentemente, menor concentração de esforços, originando um esforço axial instalado no tubo menor.

Admitindo a hipótese de cálculo, o método demonstrado revela-se eficaz no controlo de deformações e de tensões, sendo uma hipótese viável em casos onde se aconselha um controlo ativo das deformações, e, em comparação com o método convencional, regista-se uma redução no peso do aço que, no caso de estudo, atingiu um valor ligeiramente superior aos 20 %. Pelas premissas acima expostas, pode-se dizer que a metodologia explanada neste trabalho apresenta um grau de viabilidade superior em termos de redução do peso do aço necessário comparativamente com o método convencional. No entanto, neste

trabalho apenas se analisou uma única solução para a geometria do tubo, o seu material e a pressão interior aplicada, sendo que esta poderá não constituir a solução ótima. Assim, muito provavelmente, ainda seria possível otimizar o peso da treliça com tubo pressurizado, levando a que a quantidade de aço poupada possa ser bastante maior que 20 %, o que já por si é um bom indicador da potencialidade desta metodologia no futuro.

Apesar das imperfeições geométricas poderem ser tidas em conta nos modelos numéricos, também é necessário ter sempre presente o facto de que apenas se conseguem minimizar num ensaio experimental, mas nunca as anular. Os resultados dos ensaios experimentais levados a cabo foram inconclusivos, demonstrando que os resultados numéricos obtidos carecem de comprovação experimental e que existe a necessidade de promover a repetição dos mesmos.

5.2. ESTUDOS FUTUROS

No que concerne a estudos futuros no âmbito da temática abordada, considera-se de grande relevância o estudo dos assuntos seguidamente expostos.

Deverá ser aprofundado o estudo do efeito das imperfeições geométricas nos ensaios experimentais em tubos de parede fina e a garantia de aplicação do nível de pressão desejado e respetiva força de tração, uma vez que as diferenças entre valores experimentais e teóricos podem estar relacionadas com estes factos.

De igual modo, o desenvolvimento de sistemas pneumáticos com possibilidade de pressurizar até níveis mais elevados que os atuais, levaria a que os líquidos pudessem ser substituídos pelos gases como meio de pressurização, tornando a estrutura ainda mais leve. De forma análoga e, no seguimento da sugestão anterior, deve-se aprofundar a viabilidade da aplicação deste método num tubo com um aço de alta resistência, com o objetivo de maximizar o nível de pressão e reduzir o peso do tubo, que, através de um método iterativo, servirá para otimizar as soluções ao nível do seu peso.

Também é conveniente salientar, o que será um estudo de extrema importância para o complemento desta dissertação, a necessidade de implementação deste método em múltiplas treliças com diferentes vãos e limites de deformação para além dos do exemplo abordado. Este é um estudo relevante, pois permite analisar a influência de cada parâmetro para a obtenção de soluções estruturais mais otimizadas, principalmente no que diz respeito à redução do seu peso e, de igual modo, ao controlo de deformações.

Todavia, será crucial promover não só a repetição dos ensaios experimentais, de forma a dissipar os resultados inconclusivos e extravasar a aplicação dos elementos pressurizados, como também proceder a análises não lineares geométricas. Para contornar esta questão contribuirá aprofundar o estudo das teorias da encurvadura baseadas nos estudos energéticos da estabilidade estrutural, bem como validar experimentalmente a hipótese de cálculo admitida.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Almroth, B. O., Holmes, A. M. C., Brush, D. O. (1964). *An experimental study of the buckling of cylinders under axial compression*. Experimental Mechanics.
- Bathe, Klaus-Jürgen. (2006). *Finite Element Procedures*. Klaus-Jurgen Bathe.
- Catinaccio, A. (2009). *Pipes under Internal Pressure and Bending*. Geneva.
- Donnell, L. H., Wan, C. C. (1950). *Effect of imperfections on buckling of thin cylinders and columns under axial compression*. Journal of Applied Mechanics-Transactions of the ASME.
- Dow, Marvin B. (1960). *Bending and compression tests of pressurized ring-stiffened cylinders*. National Aeronautics and Space Administration.
- Fang, Rosemarie. (2009). *The design and construction of fabric structures*. Massachusetts Institute of Technology.
- Freitas, F. (2015). *Sebenta de Óleo-Hidráulica*. Apontamentos da unidade curricular de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Fung, Y. C. (2012). *Buckling of thin-walled circular cylinders under axial compression and internal pressure*. Journal of the Aeronautical Sciences.
- Harris, L. A.; Suer, H. S. Skene, W. T. (1961). *Model investigations of unstiffened and stiffened circular shells*. Experimental Mechanics.
- Huebsch, W. (et al.). (2009) *Fundamentals of Fluid Mechanics*. John Wiley & Sons.
- Karman, Theodore von. (1941). *The Buckling of Thin Cylindrical Shells Under Axial Compression*. Journal of the Aeronautical Sciences.
- Lee, Lawrence H. N. (2012). *Inelastic buckling of initially imperfect cylindrical shells subject to axial compression*. Journal of the Aerospace Sciences.
- Lo, Hsu; Crate, Harold; Schwartz, Edward B. (1951). *Buckling of thin-walled cylinder under axial compression and internal pressure*. NASA.
- Luchsinger, R. H. (et al.). (2004). *Light weight structures with Tensairity*. Shell and spacial structures from models to realization.
- Luchsinger, Rolf H., Pedretti, Mauro, Reinhard, Andreas. (2004). *Pressure induced stability: from pneumatic structures to Tensairity (R)*. Journal of Bionics Engineering.
- Marín, Edgar Alonso Salazar. (2007). *Capacidad de Carga de Cilindros Oleohidráulicos*. Universitat Politècnica de Catalunya.
- Mclean, J. (2013). *Architecture and 'Zero-stress' Structures*. John Mclean RA.
- Mejía, L., Mesa, M. (2006). *Sistema para Medir la Compresibilidad Isotérmica de Aceites Minerales*. Scientia Et Technica.
- NP EN 1993-1-1 (2010). *Eurocódigo 3 - Projecto de estruturas de aço, Parte 1-1: Regras gerais e regras para edifícios*.
- Seide, Paul. (2012). *The stability under axial compression and lateral pressure of circular-cylindrical shells with a soft elastic core*. Journal of the Aerospace Sciences.

- Shen, J., Tang, Y. F. (2015). *Buckling Analysis of Pressure Vessel Based on Finite Element Method*. Procedia Engineering.
- Singireddy, S., Javalagi, S. (2012). *Hydraulic Fluid Properties and its Influence on System Performance*. Linkopings universitet.
- Southwell, Richard Vynne. (1932). *On the analysis of experimental observations in problems of elastic stability*. The Royal Society.
- Teixeira, J. (2015). *Efeito do Esforço Transverso em Cilindros Hidráulicos usados em Aplicações Estruturais*. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Thompson, LeRoy E. (1965). *Effects of Internal Pressure upon the Buckling of Thin Circular Cylindrical Shells under Axial Compression*. University of Missouri at Rolla.
- Timoshenko, S. (1956). *Strength of Materials, Part II: Advanced Theory and Problems*. Van Nostrand.
- Timoshenko, S., Woinowsky-Krieger, S. (1959). *Theory of Plates and Shells*. McGraw-Hill.
- White, Frank M. (2003). *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill.
- Yunus, A. Cengel, Cimbala, John M. (2006). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill.
- Zienkiewicz, Olgierd Cecil (et al.). (1977). *The Finite Element Method*. McGraw-Hill London.