

RESSALVA

Atendendo solicitação do(a) autor(a), o texto completo desta dissertação será disponibilizado somente a partir de 14/12/2017.

UNESP  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**

”JÚLIO DE MESQUITA FILHO”

CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

JEFFERSON RODRIGO MARCELINO DOS SANTOS

**PROJETO ESTRUTURAL DE UM CONECTOR BIPARTIDO UTILIZADO
NA INDÚSTRIA DE ÓLEO & GÁS ATRAVÉS DO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

**GUARATINGUETÁ
2015**

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2015

MARCELINO DOS SANTOS, Jefferson Rodrigo

**DM
2015**

**Guaratinguetá
2015**

JEFFERSON RODRIGO MARCELINO DOS SANTOS

**PROJETO ESTRUTURAL DE UM CONECTOR BIPARTIDO UTILIZADO
NA INDÚSTRIA DE ÓLEO & GÁS ATRAVÉS DO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia
do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual
Paulista, para o título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá
2015

Santos, Jefferson Rodrigo Marcelino dos
S237p Projeto estrutural de um conector bipartido utilizado na indústria de
óleo & gás através do método dos elementos finitos / Jefferson Rodrigo
Marcelino dos Santos – Guaratinguetá, 2015.
137 f. : il.
Bibliografia : f. 119-121

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de
Engenharia de Guaratinguetá, 2015.
Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1 Projeto estrutural - Modelos matemáticos 2. Vedação (Tecnologia) 3.
Indústria petrolífera 4. Método dos elementos finitos I. Título

CDU 624.04 (043)

JEFFERSON RODRIGO MARCELINO DOS SANTOS

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Cöcchieri Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador / UNESP-FEG


Prof. Dr. ERICK SIQUEIRA GUIDI
UNESP-FEG


Prof. Dr. ROSINEI BATISTA RIBEIRO
FATEA/LORENA

Dezembro de 2015

DADOS CURRICULARES

JEFFERSON RODRIGO MARCELINO DOS SANTOS

NASCIMENTO	04.09.1980 – PINDAMONHANGABA/ SP
FILIAÇÃO	José Marcelino dos Santos Ana Maria Pereira dos Santos
1997/1999	Curso Técnico em Mecânica Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá (CTIG/UNESP)
2000/2005	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá (FEG/UNESP)
2014/2015	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível Mestrado, na Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá (FEG/UNESP)

DEDICATÓRIA

de modo especial, a meus filhos, Thômas e Lara e à minha esposa Lidymara, que me motivam a vencer todos os obstáculos do dia a dia.

AGRADECIMENTOS

Aos meus filhos, Thômas e Lara por me fornecerem energia para procurar progredir sempre.

À minha esposa, sou muito grato pelo amor, companheirismo e por ter me incentivado a concluir o mestrado quando parecia impossível seguir em frente.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva, pela confiança, incentivo e principalmente pelos ensinamentos referentes aos elementos de projeto mecânico durante o curso de graduação e à teoria de elementos finitos durante o mestrado, pois foi após o curso de Elementos Finitos que recebi a oportunidade de trabalhar no departamento de cálculo estrutural.

SANTOS, J.R.M. **Projeto Estrutural de um Conector Bipartido Utilizado na Indústria de Óleo & Gás através do Método dos Elementos Finitos**. 2015. 137f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

O conector bipartido, por sua simplicidade construtiva quando comparado ao conector tipo “collet” se torna um componente mecânico bastante atrativo para unir equipamentos em situações na qual não há carga externa de momento fletor. A proposta desse trabalho foi mostrar em detalhes o projeto de um conector bipartido para operar com 68,9 MPa de pressão interna e travado por quatro parafusos UN 1,25” - 8 FPP submetido ao torque de 762,3 N.m (gerando pré-carga de 221,4 kN em cada um dos quatro parafusos) que foi suficiente para energizar o selo metálico e garantir que as faces dos “hubs” se encostassem durante a montagem. A análise foi considerada em duas situações, mínimo coeficiente de atrito (0,08) e máximo coeficiente de atrito (0,15) nas faces de contato entre os Hubs e Bipartidos. Para a condição de mínimo atrito foi verificado que o nível de tensão gerado nas peças do conector não ultrapassa o limite de aceitação da API 6A e API 17D. Para a condição de máximo atrito, foi comprovado que na pior situação tem-se pressão de contato na região de vedação superior a três vezes o valor da pressão hidrostática referente à lâmina d’água de 3000 metros, garantindo que não haverá entrada de água do mar no sistema, mesmo em uma situação extrema na qual a pressão interna seja nula. Para as análises de elementos finitos, foi utilizado o software Abaqus CAE.

PALAVRAS-CHAVE: Vedação Metálica, Método dos Elementos Finitos, Conector Bipartido, Indústria de Óleo & Gás

SANTOS, J.R.M. **Structural Design of Clamp Connector Used in Oil & Gas Company by using the Finite Element Method**. 2015. 137f. Dissertation (Master in Mechanic Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

The clamp connector, due to your built simplicity in comparison to the collet connector is an attractive part to connect equipment where there is no external bending moment. The purpose of this job was show in details the clamp connector design for 68.9 MPa internal working pressure locked by four screws UN 1.25"-8 TPI under torque 762.3 N.m (that created bolt load 221.4 kN at each one of the four screws) that was enough to set the seal and ensure hub face to face during assembly. The analysis was considered in two situations, minimum friction (0.08) and maximum friction (0.15) at the contact faces between the Hubs and Clamps. At the minimum friction condition, was verified the stress level at the parts is acceptable by API 6A and API 17D. At the maximum friction condition, was verified at the worst condition the contact press at sealing area is higher than 3 times the hydrostatic pressure at 3000 meters water depth, and therefore enough to ensure no sea water entering in the system at the extreme situation where there is no internal pressure. For the finite element analysis was used the software Abaqus CAE.

KEYWORDS: Metal Seal, Finite Element Method, Clamp Connector, Oil & Gas Company

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Conector tipo “Collet”, cujo elemento fixador é composto por segmentos produzidos após torneamento de um cilindro oco.....	23
Figura 2 – Hub, utilizado para permitir interface com o equipamento em que estiver montado o conector	24
Figura 3 - Conector Bipartido	26
Figura 4 - Atuador Hidráulico (calço hidráulico)	30
Figura 5 - Atuador Hidráulico (efeito seringa ou calço negativo)	31
Figura 6 – Barra Prismática Analisada sob Compressão	33
Figura 7 – Região Engastada da Viga Prismática.....	33
Figura 8 – Aplicação da Carga de Compressão.....	34
Figura 9 – Tensão de von Mises (MPa) – Barra Completa.....	34
Figura 10 – Tensão de von Mises (MPa) – A 5mm da face de aplicação da carga.....	35
Figura 11 – Tensão de von Mises (MPa) – A 10mm da face de aplicação da carga.....	35
Figura 12 – Tensão de von Mises (MPa) – A 15mm da face de aplicação da carga.....	36
Figura 13 – Tensão de von Mises (MPa) – A 20mm da face de aplicação da carga.....	36
Figura 14 – Tensão de von Mises (MPa) – A 25mm da face de aplicação da carga.....	37
Figura 15 – Tensão de von Mises (MPa) – A 30mm da face de aplicação da carga.....	37
Figura 16 – Tensão de von Mises (MPa) – A 35mm da face de aplicação da carga.....	38
Figura 17 – Tensão de von Mises (MPa) – Distante 175mm da face da carga.....	38
Figura 18 – Tensão de von Mises (MPa) – Corte paralelo ao plano YZ.....	39
Figura 19 – Distribuição de Tensões em uma chapa mostrando tendência da tensão média à medida que se afasta da região de aplicação da carga.....	40
Figura 20 – Seção Transversal de um vaso de pressão de parede fina.....	41

Figura 21 – Tensões de Membrana em um cilindro de parede fina.....	41
Figura 22 – Tensão circunferencial (Hoop Stress).....	42
Figura 23 – Tensão Longitudinal	42
Figura 24 - Cilindro submetido a pressões interna e externa	44
Figura 25 – Receptáculo para ferramenta de torque	44
Figura 26 – Principais Dimensões (mm) do Conector Bipartido.....	45
Figura 27 - Força atuadora (F_1) e geradora (F_2)	46
Figura 28 - Diagramas de Corpo Livre (A) Bipartido, B (Hubs)	47
Figura 29 - Relação F_2/F_1 para $\mu_d=0,08$ e $0,15$	49
Figura 30 – Geometria da Rosca Unificada.....	50
Figura 31 – Região submetida ao cisalhamento	53
Figura 32 - Desenvolvimento de uma hélice do parafuso.....	54
Figura 33 - Tensões principais em um elemento.....	56
Figura 34 - Tensão Admissível para condição de teste (A) e operação (B).....	57
Figura 35 - Curva tensão deformação (material elástico perfeitamente plástico).....	58
Figura 36 – Caminhos para linearização de tensão.....	60
Figura 37 – Dispositivo para determinação do coeficiente de atrito estático.....	61
Figura 38 – Diagrama de Corpo Livre (dispositivo de teste).....	62
Figura 39 - Procedimento para obtenção da Força de Energização do Selo.....	65
Figura 40 - Fluxograma com a metodologia utilizada para determinar a força de energização do selo metálico	66
Figura 41 - Malha de Elementos Finitos Axissimétricos	68
Figura 42 - Pares de Contato (energização do selo).....	70

Figura 43 - Plano de simetria considerado na análise	72
Figura 44 - Malha de Elementos Finitos, considerado filetes paralelos.....	73
Figura 45 - Pares de Contato.....	75
Figura 46 - Aplicação da pré-carga nos parafusos.....	80
Figura 47 - Aplicação da pressão interna.....	81
Figura 48 - Aplicação da pressão externa.....	82
Figura 49 - Fluxograma com a metodologia utilizada para análise do conector bipartido	83
Figura 50 - Tensão de von Mises (MPa) - Conjunto.....	84
Figura 51 - Tensão de von Mises (MPa) – Hubs	85
Figura 52 - Tensão de von Mises (MPa) – Selo Metálico.....	85
Figura 53 – Deformação Plástica.....	86
Figura 54 – Gráfico da Força de Energização.....	86
Figura 55 - Tensão de von Mises (MPa) - Conjunto.....	87
Figura 56 - Tensão de von Mises (MPa) - Hubs.....	87
Figura 57 - Tensão de von Mises (MPa) - Selo.....	88
Figura 58 – Deformação Plástica - Selo.....	88
Figura 59 - Gráfico da Força de Energização.....	89
Figura 60 - Tensão de von Mises (MPa) – Conjunto (1° Step $\mu=0,08$).....	92
Figura 61 - Tensão de von Mises (MPa) – Bipartido (1° Step $\mu=0,08$).....	93
Figura 62 - Tensão de von Mises (MPa) – Hubs (1° Step $\mu=0,08$).....	93
Figura 63 - Tensão de von Mises (MPa) – Selo (1° Step $\mu=0,08$).....	94
Figura 64 – Tensão de von Mises (MPa) – Parafuso (1° Step $\mu=0,08$).....	94

Figura 65 - Tensão de von Mises (MPa) – Corpo dos Parafusos (1° Step $\mu=0,08$).....	95
Figura 66 - Tensão de Cisalhamento (MPa) – Parafuso (1° Step $\mu=0,08$).....	96
Figura 67 – Força Axial (N) – Parafuso (1° Step $\mu=0,08$).....	96
Figura 68 - Momento Fletor (N.mm) – Parafuso (1° Step $\mu=0,08$).....	97
Figura 69 - Tensão de von Mises (MPa) – Porca (1° Step $\mu=0,08$).....	97
Figura 70 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Porca (1° Step $\mu=0,08$).....	98
Figura 71 - Tensão de von Mises (MPa) – Conjunto (2° Step $\mu=0,08$).....	99
Figura 72 - Tensão de von Mises (MPa) – Bipartido (2° Step $\mu=0,08$).....	100
Figura 73 – Pressão de Contato (MPa) – Bipartido (2° Step $\mu=0,08$).....	100
Figura 74 - Tensão de von Mises (MPa) – Hubs (2° Step $\mu=0,08$).....	101
Figura 75 - Força no Hub (N) – Hub Inferior (2° Step $\mu=0,08$).....	101
Figura 76 – Tensão de von Mises (MPa) – Selo (2° Step $\mu=0,08$).....	102
Figura 77 - Tensão de von Mises (MPa) – Parafuso (2° Step $\mu=0,08$).....	102
Figura 78 - Tensão de von Mises (MPa) – Corpo do Parafuso (2° Step $\mu=0,08$).....	103
Figura 79 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Parafuso (2° Step $\mu=0,08$).....	103
Figura 80 - Força Axial (N) – Parafuso (2° Step $\mu=0,08$).....	104
Figura 81 - Momento Fletor (N.mm) – Parafusos (2° Step $\mu=0,08$).....	104
Figura 82 - Tensão de von Mises (MPa) – Porca (2° Step $\mu=0,08$).....	105
Figura 83 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Porca (2° Step $\mu=0,08$).....	106
Figura 84 - Tensão de von Mises (MPa) – Conjunto (3° Step $\mu=0,08$).....	107
Figura 85 - Tensão de von Mises (MPa) – Bipartido (3° Step $\mu=0,08$).....	108
Figura 86 – Linearização das Tensões (MPa) – Bipartido (3° Step $\mu=0,08$).....	108
Figura 87 - Tensão Linearizada (MPa) – Bipartido (3° Step $\mu=0,08$).....	109

Figura 88 - Tensão de von Mises (MPa) – Hubs (3° Step $\mu=0,08$).....	109
Figura 89 – Tensão de von Mises (MPa) – Selo (3° Step $\mu=0,08$).....	110
Figura 90 - Tensão de von Mises (MPa) – Parafuso (3° Step $\mu=0,08$).....	110
Figura 91 - Tensão de von Mises (MPa) – Corpo do Parafuso (3° Step $\mu=0,08$).....	111
Figura 92 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Parafusos (3° Step $\mu=0,08$).....	111
Figura 93 - Força Axial (N) – Parafusos (3° Step $\mu=0,08$).....	112
Figura 94 - Momento Fletor (N.m) – Parafusos (3° Step $\mu=0,08$).....	112
Figura 95 - Tensão de von Mises (MPa) – Porca (3° Step $\mu=0,08$).....	113
Figura 96 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Porca (3° Step $\mu=0,08$).....	114
Figura 97 – Pressão de Contato (MPa) – Pressão Interna de 68,9 MPa.....	115
Figura 98 – Pressão de Contato (MPa) – Pressão Interna Nula.....	115
Figura 99 – Pressão de Contato (MPa) – Pressão Interna Nula e Pressão Externa 30 MPa	116
Figura 100 – Estado Triplo de Tensões.....	126
Figura 101 – Elemento Sólido Axissimétrico.....	128
Figura 102 - Etapas para análise no Abaqus CAE.....	129
Figura 103 - Encruamento de um material dúctil por trabalho mecânico a frio.....	131
Figura 104 – Montagem parafusada em tração	132
Figura 105 – Pré-carregamento de uma união parafusada.....	133
Figura 106 – Sequência de aperto	135
Figura 107 – Torquímetro de Estalo.....	136
Figura 108 – Torque com torquímetro de estalo.....	136

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Relação F_2/F_1 para $\mu_d=0,08$	48
Tabela 2 - Relação F_2/F_1 para $\mu_d=0,15$	49
Tabela 3 – Coeficiente de atrito entre porca e arruela.....	55
Tabela 4 - Composição Química do Inconel 725.....	67
Tabela 5 - Composição Química do Aço SAE 4130.....	68
Tabela 6 – Pré-Carga nos Parafusos para garantir que os Hubs não se separem.....	89
Tabela 7 – Pré-Carga em cada Parafuso para garantir que os Hubs não se separem.....	90

LISTA DE ABREVIATURAS

API	American Petroleum Institute
FPP	Fios por Polegada
MEF	Método dos Elementos Finitos
O&G	Óleo & Gás
TPI	Thread per Inch

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	Área resistente ao cisalhamento
A_{cp}	Área submetida à compressão
A_d	Área de Destravamento
A_t	Área de travamento
b	Largura
d_c	Diâmetro na região submetida ao cisalhamento
d_{cm}	Diâmetro médio de contato entre a porca e seu encosto
d_p	Diâmetro primitivo
d_1	Diâmetro interno da camisa do dispositivo
d_2	Diâmetro externo do atuador do dispositivo
E	Módulo de Elasticidade Longitudinal
f	Força de atrito no filete da rosca
F	Força horizontal necessária para manter a carga sobre a rosca
F_a	Vetor de cargas aplicadas
F_{at}	Força de atrito na interface Clamp/Selo
F_c	Força de Compressão
F_d	Força de Destravamento do Dispositivo
Fe	Elemento químico ferro
F_i	Força devido à pressão interna
F_n	Força normal na interface Clamp/Selo
F_p	Pré-Carga
F_t	Força de Travamento do Dispositivo
F_1	Força Atuadora
F_2	Força Geradora
F_3	Força Normal no Dispositivo
F_4	Força de Atrito no Dispositivo

g	Aceleração da Gravidade
h	Altura da Lâmina d'água
H	Elemento químico hidrogênio
H_f	Altura do Filete
K	Matriz de Rigidez
L	Passo da rosca
N	Força normal ao filete de rosca
P	Peso sobre a rosca
P_d	Pressão de destravamento
P_{hidro}	Pressão Hidrostática
p_i	Pressão Interna
p_o	Pressão Externa
P_t	Pressão de Travamento
r	Raio em um ponto qualquer
r_i	Raio Interno
r_o	Raio Externo
S	Elemento químico Enxofre
t	Espessura
T	Torque aplicado no parafuso
u	Vetor Deslocamento
w	Proporção do passo da rosca submetida ao cisalhamento
w_t	Módulo de Resistência à Torção
α	Ângulo do conector bipartido
β	Ângulo de travamento do dispositivo para cálculo do coeficiente de atrito
ρ	Densidade da água do mar
λ	Ângulo de Avanço da Rosca
μ	Coeficiente de atrito entre os filetes de rosca
μ_c	Coeficiente de atrito entre a porca e seu encosto

μ_d	Coeficiente de atrito entre Bipartido e Hub
μ_e	Coeficiente de atrito no dispositivo
σ_a	Tensão Longitudinal
σ_b	Tensão de Flexão
σ_c	Tensão de Compressão
σ_e	Tensão de Escoamento
σ_i	Componente da tensão de membrana
σ_m	Tensão de Membrana
σ_{max}	Tensão Máxima
σ_{med}	Tensão Média
σ_{min}	Tensão Mínima
σ_r	Tensão Radial
σ_t	Tensão Tangencial (hoop stress)
$\sigma_1 (\sigma_x)$	Tensão Principal na direção do eixo “x”
$\sigma_2 (\sigma_y)$	Tensão Principal na direção do eixo “y”
$\sigma_3 (\sigma_z)$	Tensão Principal na direção do eixo “z”
τ_t	Tensão de Torção
τ_{xy}	Tensão Cortante perpendicular ao eixo “x” e na direção “y”
τ_{yz}	Tensão Cortante perpendicular ao eixo “y” e na direção “z”
τ_{zx}	Tensão Cortante perpendicular ao eixo “z” e na direção “x”

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	23
1.2	OBJETIVOS E JUSTIFICATIVAS.....	25
1.3	ESTADO DA ARTE.....	26
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	29
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	30
2.1	CALÇO HIDRÁULICO.....	30
2.2	CALÇO NEGATIVO (EFEITO SERINGA)	31
2.3	PRINCÍPIO DE SAINT-VENANT	32
2.4	VASO DE PRESSÃO CILÍNDRICO.....	41
2.4.1	Vaso de Parede Fina	41
2.4.1.1	Tensão Circunferencial (Hoop Stress).....	42
2.4.1.2	Tensão Longitudinal	42
2.4.2	Cilindro de parede espessa	43
2.4.2.1	Tensões em cilindros de parede espessa.....	43
2.5	CONECTOR BIPARTIDO.....	44
2.6	COEFICIENTE DE ATRITO.....	46
2.7	GANHO MECÂNICO.....	46
2.8	PARAFUSOS.....	49
2.8.1	Tensão Axial	51
2.8.2	Tensão de Cisalhamento	51
2.8.3	Tensão de Torção	53
2.8.4	Cálculo do Torque	54
2.9	LUBRIFICANTE.....	55

2.10	CRITÉRIO DE ACEITAÇÃO DO PROJETO.....	56
2.10.1	Tensão Primária.....	57
2.10.2	Tensão Secundária.....	59
2.10.3	Tensão de Pico.....	59
2.10.4	Linearização da Tensão.....	59
2.10.5	Vedação Metálica.....	60
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	61
4	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	84
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	117
	REFERÊNCIAS.....	119
	GLOSSÁRIO.....	122
	APÊNDICE A – Auto Cad.....	123
	APÊNDICE B – Autodesk Inventor.....	124
	APÊNDICE C – Método dos Elementos Finitos.....	125
	APÊNDICE D – Abaqus CAE	129
	APÊNDICE E – Conformação Mecânica a Frio	131
	APÊNDICE F – Pré-Carga de Junções em Tração.....	132
	APÊNDICE G – Torquímetro	134
	ANEXO A – Principais dimensões de algumas roscas unificadas	137

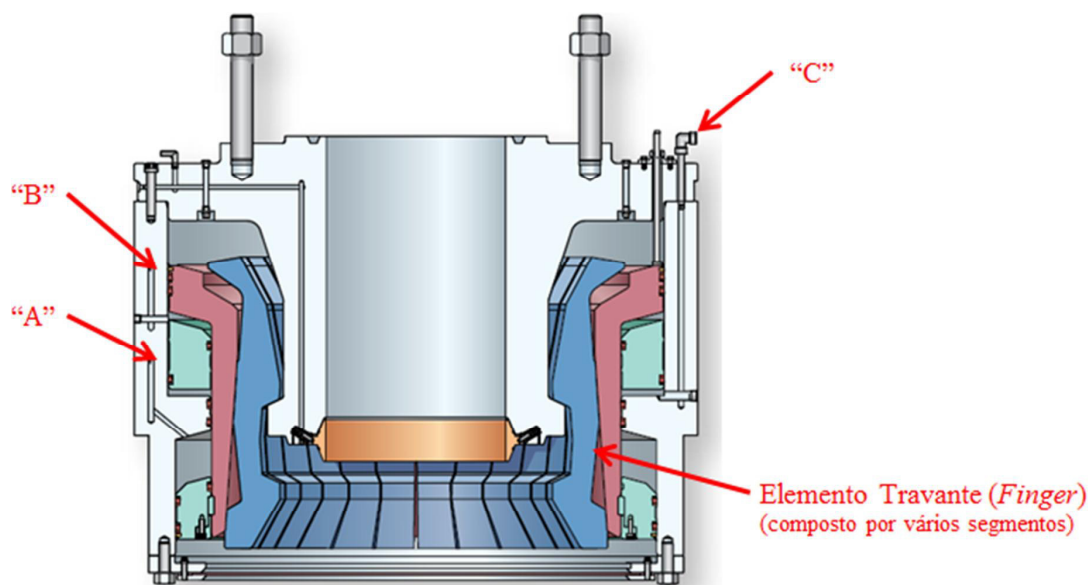
1- INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Na indústria de Óleo & Gás, existe a necessidade de interligar diversos equipamentos ou peças com o objetivo de permitir que o fluido extraído (ou injetado) possa percorrer seu ciclo, que pode ser o escoamento de petróleo do reservatório para uma plataforma ou entre equipamentos no fundo do mar, por exemplo.

Quando a união ocorre no mesmo equipamento, geralmente utilizam-se flanges e/ou juntas soldadas, entretanto, quando ocorre entre equipamentos, existe a necessidade de uma montagem temporária e geralmente utiliza-se conector, que nada mais é que um elemento capaz de unir mecanicamente os equipamentos. O tipo mais comum utilizado na indústria de O&G é o Conector “Collet”, onde o elemento que trava, denominado “finger”, é composto por vários segmentos, conforme ilustrado na Figura 01. Para efetuar o travamento do conector, é aplicada pressão na linha de controle “A”. Para efetuar o destravamento, aplica-se pressão na linha de controle “B” ou “C”.

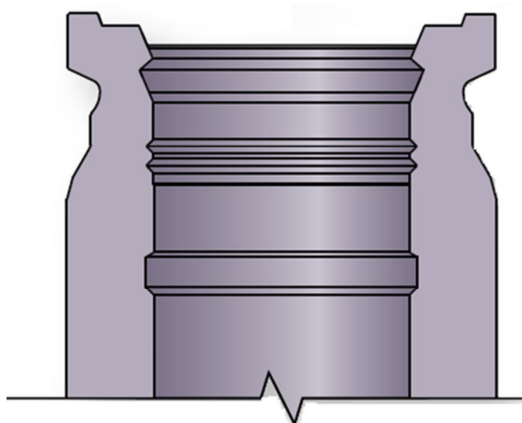
Figura 1: Conector tipo “Collet”, cujo elemento fixador é composto por segmentos produzidos após torneamento de um cilindro oco.



FONTE: Catálogo Cameron

De maneira a possibilitar a montagem, o equipamento a ser acoplado deverá possuir um “Hub” com geometria compatível com o conector em uso. A Figura 2 exemplifica um tipo de Hub.

Figura 2: Hub, utilizado para permitir interface com o equipamento em que estiver montado o conector.



FONTE: Catálogo Cameron

A proposta desse trabalho foi apresentar o projeto estrutural de um conector “bipartido” (tipo “clamp”), utilizado em situações em que os equipamentos a serem unidos recebem apenas pressão interna, gerando esforço no sentido longitudinal do Hub. Obviamente esse esforço longitudinal irá gerar flexão no sistema, devido à alavanca existente entre a região de aplicação da pressão e a fixação do conector no hub.

Para que seja garantido o escoamento do fluido sem vazamento para o meio ambiente e em condição de utilização submarina, sem a entrada de água no sistema, a conexão entre os equipamentos precisa ter um elemento capaz de garantir a vedação. No setor petrolífero, utiliza-se com grande frequência vedação metálica à base de liga de níquel, para que seja capaz de vedar grandes pressões e ainda ser inerte ao H_2S , geralmente presente na composição do petróleo. Em situações onde o H_2S entra em contato com o aço carbono, haverá uma reação conforme apresentado na equação (1), onde átomos de hidrogênio serão liberados, podendo migrar para a estrutura metálica. A presença dos átomos de hidrogênio se comportará basicamente como uma trinca, podendo levar a peça à ruptura.



Mecanicamente, o sucesso da vedação metálica em um conector é semelhante à vedação em uma união por flanges aparafusados, onde a condição ideal é que o somatório das

pré-cargas individuais aplicada nos parafusos seja superior ao carregamento de tração gerado pela pressão aplicada internamente. Os parafusos funcionam como um elemento de mola, e se o somatório das pré-cargas for superior ao carregamento gerado pela pressão, não se espera nenhum alongamento adicional dos mesmos. Isso será válido apenas se a rigidez do sistema tornar o efeito da flexão desprezível, caso contrário, deve-se considerar o efeito da flexão.

O mesmo se aplica aos conectores, ou seja, se a pré-carga gerada no sistema de vedação for superior à carga de tração gerada pela pressão interna, as faces dos equipamentos unidos não se separarão, analogamente ao caso da união por flanges, mas caso a força gerada pela pressão seja superior à carga gerada pela pré-carga nos parafusos, ocorrerá deformação nas peças do conector, e dependendo da rigidez das mesmas e magnitude da carga poderá acarretar em vazamento.

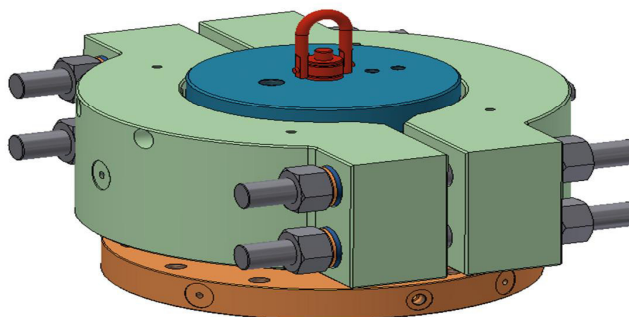
1.2 OBJETIVOS E JUSTIFICATIVAS

O tipo de conector mais utilizado na Indústria de Óleo & Gás para unir os equipamentos/ferramentas é o tipo “collet”, apresentado anteriormente. Esse tipo de conector possui grande capacidade de resistir a esforços externos e internos de tração combinado ao de flexão, gerado principalmente durante a instalação do equipamento, situação na qual pode existir uma coluna de “risers” provenientes do navio, que poderá perder posição caso o mar esteja turbulento, gerando um esforço de flexão e tração de grande magnitude, caso o conector esteja travado a algum equipamento fixo.

Em situações na qual a flexão gerada deve-se exclusivamente à pressão aplicada internamente, um tipo de conector mais simples poderá ser utilizado e o objetivo desse trabalho é apresentar o projeto estrutural de um conector bipartido, que por ser um componente relativamente simples, sem necessidade de ferramentas especiais para acioná-lo, tem um custo bem menor se comparado ao tipo “collet”.

O conector bipartido objeto desse estudo é um elemento puramente mecânico, composto basicamente por parafusos de uniões, selo metálico e sistema de cunha, para amplificar o esforço gerado pelo torque nos parafusos. A Figura 3 ilustra de maneira esquemática o projeto do conector bipartido.

Figura 3: Conector Bipartido



FONTE: Próprio Autor

Para o desenvolvimento desse projeto, foram utilizados modelos de simulação numérica utilizando o método dos elementos finitos por meio do software Abaqus CAE, permitindo analisar o nível de tensão dos principais componentes estruturais. Para geração dos desenhos 2D foi utilizado o software Auto CAD e para desenvolvimento dos modelos 3D utilizou-se o software Inventor.

1.3 ESTADO DA ARTE

Veganzones et al. (2014) analisaram a influência do atrito e do fator de forma (relação entre altura e diâmetro) no forjamento em matriz aberta. Esse estudo foi realizado com o auxílio do método dos elementos finitos, utilizando elemento axissimétrico e validado utilizando o método analítico denominado Slab Method. Como resultado, esse trabalho apresentou que na conformação mecânica considerando atrito nulo, a deformação ficará localizada próximo à linha de centro do anel forjado, enquanto que para coeficiente de atrito elevado, a deformação se distribuirá ao longo da superfície, mas com maior valor no centro, visto que uma maior tensão será exigida nessa região para movimentar o material da periferia, que estará sendo impedida de movimentar pela oposição da força de atrito. Esse trabalho também mostrou que o fator de forma influencia diretamente na região onde ocorrerá a deformação, conseqüentemente, no desgaste da matriz. Dessa forma, uma análise prévia deve ser realizada a fim de identificar a melhor geometria a ser conformada, de maneira a aperfeiçoar o processo.

Chen et al. (2014) quantificaram o coeficiente de atrito utilizando revestimento de bissulfeto de molibdênio (MoS_2) utilizando o software LAMMPS, que é um software para análise tribológica dinâmica molecular. Os resultados dessa análise apresentou coeficiente de atrito 0,0785.

Kim e Altan (2014) estudaram a influência do coeficiente de atrito e da temperatura durante conformação plástica de um anel metálico. Nesse trabalho, foram fabricados anéis com superfície normal de usinagem e anéis com canais na superfície superior que estaria em contato com a prensa. Esses canais simulam uma superfície com rugosidade 15.000 vezes superior à rugosidade normal. Os resultados apresentaram para condição não lubrificada que ambos os anéis exigiram praticamente a mesma força de conformação, enquanto que na condição lubrificada, os anéis com superfície altamente rugosa (com canais na superfície) exigiram uma força maior. A explicação para esse fato é que a maior pressão de contato na superfície rugosa expulsou maior quantidade do lubrificante, elevando o coeficiente de atrito e consequentemente a carga.

Cetin e Harkegard (2010) compararam a vida em fadiga utilizando método da Tensão Local com os métodos de Peterson, Neuber, Fator de Entalhe (Siebel) e Método do elo mais fraco (Weibull). O resultado dessa análise apresentou que o método da tensão local é muito conservador, apresentando vida útil muito aquém da realidade. A explicação é que os filetes de rosca são um forte concentrador de tensão, apresentando uma tensão de pico muito elevada, porém, como a variação da tensão é muito grande, a consideração do valor máximo no projeto o torna muito conservador. Os métodos do Fator de Entalhe e do Elo mais fraco, proposto por Siebel e Weibull, respectivamente, apresentaram vida útil 79,5 vezes superior à da tensão local máxima, o que comprovou ser um valor próximo à realidade.

Marcelo et al. (2011) estudaram o comportamento de parafusos fabricado em aço AISI 4135 e SCM 435H submetidos a carga de fadiga axial. O objetivo desse trabalho foi verificar a influência da temperatura de revenimento e do processo de laminação da rosca, que poderia ser realizado antes ou após o tratamento térmico. Os aços AISI 4135 e SCM 435H apresentam composição química muito semelhante. A análise metalográfica revelou microestrutura de matriz ferrítica com tamanho de grão semelhante. Após tratamento térmico, ambos apresentaram microestrutura martensítica e a divergência observada foi apenas devido ao processo de laminação na região dos filetes da rosca. O resultado desse trabalho apresentou

que a temperatura de revenimento variando entre 490 e 550°C não tem influência significativa na vida em fadiga dos parafusos submetidos à carga axial, entretanto, os parafusos que tiveram a rosca laminada após o tratamento térmico apresentaram, em média, um acréscimo de 9% na vida em fadiga devido à tensão compressiva residual oriunda do processo de laminação.

Jeyakumar e Christopher (2013) avaliaram a influência da tensão residual oriunda do processo de soldagem em um vaso de pressão fabricado em aço ASTM A36. Essa análise foi realizada considerando método experimental, analítico e também por elementos finitos. Os resultados mostraram que a tensão residual atinge valor máximo, e de tração, na região central da solda, decaindo a um valor de compressão à medida que se afasta do cordão de solda e voltando a zero após sair da zona termicamente afetada. Com relação à pressão de falha, foi observado que a pressão de 48 MPa, obtida em um tubo sem tensão residual caiu para 15 MPa quando adicionado filete de solda.

Radi et al. (2007) introduziram o estudo de tribologia, suas aplicações e sua importância para o desenvolvimento tecnológico. Nesse trabalho, foi informado que as estimativas de reduções de gastos mediante o uso do conhecimento da tribologia era reduzir as perdas por desgaste em 20%, o que teria impacto positivo tanto financeiro quanto ambiental. Uma redução no desgaste em 20% representaria uma economia de 300 milhões de reais por ano e uma redução de 37.500 toneladas de CO₂ emitidos para atmosfera, apenas na cidade de São Paulo.

Dubois, Dubar e Dubar (2014) estudaram o comportamento do atrito durante o processo de forjamento a quente utilizando três tipos de lubrificantes, sendo um à base de grafite, outro denominado lubrificante branco (sendo um deles sal mineral e o outro uma emulsão de óleo em água) e por fim, um sol-gel à base de alumina. Os testes foram realizados a 1200°C em corpo de prova de aço AISI H11 e os resultados mostraram que o lubrificante à base de grafite é o que apresenta menor coeficiente de atrito e maior durabilidade. Também foi observado que quanto menor o tamanho da partícula de grafite menor será o coeficiente de atrito.

Andreas e Merklein (2014) estudaram a influência da rugosidade no coeficiente de atrito entre peças lubrificadas. Esse trabalho apresentou que em geral, o aumento da rugosidade acarreta em elevação no coeficiente de atrito, devido ao fato das cristas da rugosidade impedirem o deslocamento do material, entretanto, foi identificado que valores muito baixo de rugosidade ($R_t=0,1$) apresentou coeficiente de atrito similar a uma superfície com rugosidade $R_t=0,38$

quando ambas as superfícies foram lubrificadas. A explicação para esse fato é que os sulcos presentes na superfície mais rugosa eram capazes de alojar um filme de lubrificante enquanto que a superfície polida com baixa rugosidade não permitiu a presença do lubrificante na medida em que ocorreu o movimento relativo entre as peças.

Ramos et al. (2015) estudaram a deformação em uma chapa apoiada em duas vigas utilizadas como trilho de trem submetida a um carregamento vertical, gerando flexão na chapa sobre as vigas. Esse trabalho teve o intuito de comparar os resultados obtidos pelo método dos elementos finitos, extensometria e Imagem Digital. O resultado desse experimento apresentou resultados similares entre os métodos, porém, com alguma variação que pode ser explicada pelo fato da solda não ser perfeitamente homogênea, o que não é considerada no método de elementos finitos, pelo fato da simetria utilizada no modelo não ser perfeita na prática, devido a imprecisões nos processos de medições, etc.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Este trabalho foi distribuído em cinco capítulos, sendo o capítulo 1 destinado à Introdução, o capítulo 2 aos Fundamentos Teóricos, o capítulo 3 aos Materiais e Métodos, o capítulo 4 aos Resultados e Discussão e o capítulo 5 foi destinado às Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 1: Apresenta o principal tipo de conector utilizado na indústria de Óleo & Gás bem como os objetivos em se utilizar uma versão simplificada para situações em que não há aplicação de momento fletor como carregamento externo.

Capítulo 2: É realizada uma análise resumida das principais teorias utilizadas nesse trabalho, encontradas em normas, livros, artigos científicos, periódicos, dissertações, teses e internet.

Capítulo 3: É explicado passo a passo o procedimento utilizado para projetar o conector bipartido, levando em consideração as tensões atuantes na estrutura bem como a pressão de contato na região de vedação, utilizando o método dos elementos finitos.

Capítulo 4: Os resultados desse trabalho são apresentados e discutidos.

Capítulo 5: São apresentadas as conclusões do autor, baseadas nos resultados contemplados no capítulo 4, assim como sugestões para uma possível continuidade de estudo sobre o tema da dissertação.

5 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O conhecimento e controle do coeficiente de atrito e do torque aplicado são fundamentais para o correto funcionamento do conector bipartido. O coeficiente de atrito abaixo do esperado e/ou torque acima do calculado ocasionará em sobrecarga durante a montagem que poderá elevar o nível de tensão a valores inaceitáveis. Por outro lado, coeficiente de atrito acima do esperado e/ou torque abaixo do calculado ocasionará em menor carga de aperto no conector bipartido, podendo acarretar em vazamento ou entrada de água do mar no sistema.

O torque de 762,3 N.m, aplicado em cada um dos quatro parafusos 1,25” - 8 FPP, é suficiente para energizar o selo metálico e fazer com que as faces dos hubs se encostem mesmo na condição de máximos materiais na região de vedação e coeficiente de atrito 0,15 nas faces de contato entre os Hubs e Bipartidos.

A estrutura do conector apresentou nível de tensão dentro dos limites estabelecidos pelas normas API 6A e API 17D, tanto na condição de operação (onde a pressão interna foi de 68,9 MPa) quanto na condição de teste (onde a pressão interna foi de 103,4 MPa) para a situação crítica em que o coeficiente de atrito nas faces de contato entre os Hubs e Bipartidos foi de 0,08.

Para a condição de menor pressão de contato na região de vedação (condição de mínimo material e coeficiente de atrito 0,15 nas faces de contato entre Hubs e Bipartidos) foi comprovado que em lâmina d’água de 3000 m (pressão hidrostática da ordem de 30MPa) a pressão de contato na região de vedação foi superior a 90 MPa, garantindo que não haverá entrada de água do mar no sistema, mesmo em uma situação extrema na qual a pressão interna seja nula.

O nível de tensão nos parafusos reduziu com o aumento da pressão interna, o que era esperado, visto que a pré-carga aplicada aos parafusos fez com que o selo ficasse completamente confinado na região de vedação, gerando flexão nos parafusos. A presença da pressão interna tende a separar as faces dos hubs e fazer com que o sistema volte à condição inicial, reduzindo o nível da tensão de flexão nos parafusos.

A tensão cisalhante nos filetes de rosca foi máxima na montagem e reduziu com o aumento da pressão interna, representando que a flexão nos parafusos colaborou com o

aumento da tensão cortante nos filetes. Observou-se também que a maior parte da tensão foi absorvida por apenas três filetes.

Considerando a pré-carga de 221,4 kN e a força vertical gerada pela pressão de 2720,2 kN seria necessário que o ganho mecânico fosse 3,1 para que as faces dos Hubs não se separassem em hipótese alguma. O aumento do ganho mecânico pode ser atingido pela redução do coeficiente de atrito na região do ângulo de interface entre o bipartido e os hubs e/ou pela redução do ângulo da interface.

As Figuras 67, 80 e 93 mostraram que a carga axial atuante em cada parafuso foi de 221,8 kN, que representa um erro de apenas 0,2% em relação à carga utilizada na análise, que foi de 221,4 kN.

A Figura 75 mostrou que a carga vertical gerada pela pressão de operação foi de $8,781 \times 10^5$ N, que representa um erro da ordem de 3% se comparado ao valor de $9,067 \times 10^5$ N, valor de 50% da força (devido à simetria do modelo) gerada pela pressão de 68,94 MPa aplicada no diâmetro de vedação de 183 mm.

Como sugestões para trabalhos futuros, seria interessante avaliar a influência do movimento relativo entre o selo metálico e sua sede no desgaste e vida em fadiga do conector bipartido e/ou a influência em elevar a pré-carga de 221,4 kN para no mínimo 246,4 kN, pois essa pré-carga seria suficiente para manter as faces dos hubs em contato em condição de operação, evitando carga cíclica no sistema e movimento relativo entre o selo metálico e as regiões de vedação, evitando desgaste e minimizando a possibilidade de vazamento.

REFERÊNCIAS

AIRCRAFT. Materials.

Disponível em: <http://www.aircraftmaterials.com/data/nickel/inconel725.html>

Acesso em: 03 nov. 2015

ALBUQUERQUE, L.B., **Categorização de tensões em modelos de elementos finitos de conexões bocal-vaso de pressão**. 1999. 127 f. Dissertação (Mestrado). IPEN, 1999.

ANDREAS, K.; MERKLEIN, M., **Influence of surface integrity on the tribological performance of cold forging tools**, 2nd CIRP Conference on Surface Integrity (CSI), p.61-66, 2014.

ASME. The American Society of Mechanical Engineers. **Simplified Stress Linearization Method, Maintaining Accuracy**. Disponível em:

<http://pressurevesseltech.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1738652>

Acesso em: 24 out. 2015

BUDYNAS, NISBETT, **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 8ª. ed. USA: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2006. 1054p.

CALLISTER, W.D. Jr., **Ciência e engenharia de materiais: Uma introdução**. 5ª ed. Rio de Janeiro – RJ: LTC Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2002. 589p.

CAMERON. **Collet Connector**. Disponível em: <https://www.c-a-m.com/products-and-services/drilling/drilling-pressure-control-equipment/model-70-collet-connector>

Acesso em: 25 out. 2015

CAMERON. **Drilling Products Overview**. Disponível em: <https://www.c-a-m.com/products-and-services/drilling/drilling-pressure-control-equipment/model-70-collet-connector>

Acesso em: 25 out. 2015

CETIN, A.; HARKEGARD, G.; **Fatigue life prediction for large threaded components**. Procedia Engineering 2, p.1225-1233, 2010

CHEN, C.S., CIAN, H.J., YU, C.H., HUANG, C.W., **Friction coefficient calculation and mechanism analysis for MoS2 nanoparticle from molecular dynamics simulation**, Procedia Engineering 79 , 2014

DANTAS, A.B., **Projeto e construção de padrão de torque para calibração de torquímetro em três faixas de medição**. 2007. 122 f. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2004.

DUBOIS, A.; DUBAR, M.; DUBAR, L., **Warm and hot upsetting sliding test: tribology of metal processes at high temperature**, 11th International Conference on Technology of Plasticity, p.1964-1969, 2014.

FMC. **Catálogo: FMC KC4.2 Collet Connectors**

GEDORE. **Catálogo:** Catálogo GBR (2014/2015)

GUIDI, E.S., **Influência de parâmetros construtivos e operacionais na vida em fadiga de uniões aparafusadas em tração.** 2013. 110 f. Tese (Doutorado). Universidade Estadual Paulista, 2013.

JEYAKUMAR, M.; CHRISTOPHER, T., **Influence of residual stresses on failure pressure of cylindrical pressure vessels.** Chinese journal of aeronautics, p.1415-1421, 2013

KIM, H; ALTAN, T.; **Effects of surface finish and die temperature on friction and lubrication in forging.** 11th International Conference on Technology of Plasticity, p.1848-1853, 2014

LGSTEEL. Tipos de Arruelas. Disponível em: <http://lgsteel.com.br/arruelas-lisas-pressao-dentada-serrilhada-ondulada-travamento.htm>

Acesso em: 19 out. 2015

MARCELO, A.L.; UEHARA, A.Y.; UTIYAMA, R.M.; FERREIRA, I. **Fatigue properties of high strength bolts.** Procedia engineering 10, p.1297-1302, 2011

MIRANDA, J.R.F., Análise das tensões atuantes em interseções entre bocais e vasos de pressão cilíndricos sem e com chapa de reforço sob pressão interna. 2007. 105 f. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.

NAFEMS. **Pressure Vessel Stresses.**

Disponível em: <http://www.nafems.org/join/resources/knowledgebase/012/>

Acesso em: 24 out. 2015

METALÚRGICA VERA. **Rosca Serie Polegada – Sistema Unificado Americano**

Disponível em: <http://metalurgicavera.com.br/Produtos/ROSCA-SERIE-POLEGADA-SISTEMA-UNIFICADO-AMERICANO.php>

Acesso em: 25 out. 2015

NORTON, R.L., **Projeto de Máquinas.** 2^a. ed. São Paulo – SP: ARTMED Editora S.A., 2007. 931p.

OBERG, E., JONES, F.D., HORTON, H.L., RYFFEL, H.H., **Machinery's Handbook.** 26^a. ed. New York – USA: Industrial Press Inc., 2000. 2640p.

PEREIRA, C.P.M., **Mecânica dos Materiais Avançada.** 1^a ed. Rio de Janeiro – RJ: Editora Interciência, 2014. 418p

RADI, P.A.; SANTOS, L.V.; BONETTI, L.F.; AIROLDI, V.J.T., **Tribologia, conceitos e aplicações.** Anais do 13^o Encontro de Iniciação Científica e Pós-Graduação do ITA – XIII ENCITA / 2007, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP, Brasil, Outubro, 01 a 04, 2007.

RAMOS, T.; BRAGA, D.F.O.; ESLAMI, S.; TAVARES, P.J.; MOREIRA, P.M.G.P., **Comparison between finite element method simulation, digital image correlation and**

strain gauges measurements in a 3-point bending flexural test. 1st International Conference on Structural Integrity, p. 232-239, 2015

SIMULIA. **Abaqus CAE User's Manual.** Disponível em:
http://xn--90ajn.xn--p1ai:2080/v6.12/pdf_books/CAE.pdf
Acesso em: 01 nov. 2015

SIMULIA. **Abaqus 6.13 Documentation.** Disponível em:
(<http://129.97.46.200:2080/v6.13/books/stm/default.htm>)
Acesso em: 01 nov. 2015

SIMULIA. **Abaqus Theory Guide.** Disponível em:
<http://129.97.46.200:2080/v6.13/books/stm/default.htm>
Acesso em: 01 nov. 2015

Universidade Federal do Paraná, **Introdução ao Abaqus Student Edition.** Disponível em:
<http://www.estruturas.ufpr.br/wp-content/uploads/MEF/AulasAbaqus/Aula1.pdf>
Acesso em: 20 set. 2015

VEGANZONES, M.; CAMACHO, A.M.; PRADA, J.C.G.; SEBASTIÁN, M.A.; **Contact pressure profiles in axisymmetric compression considering friction and geometrical factors.** 24th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, p.72-80, 2014