

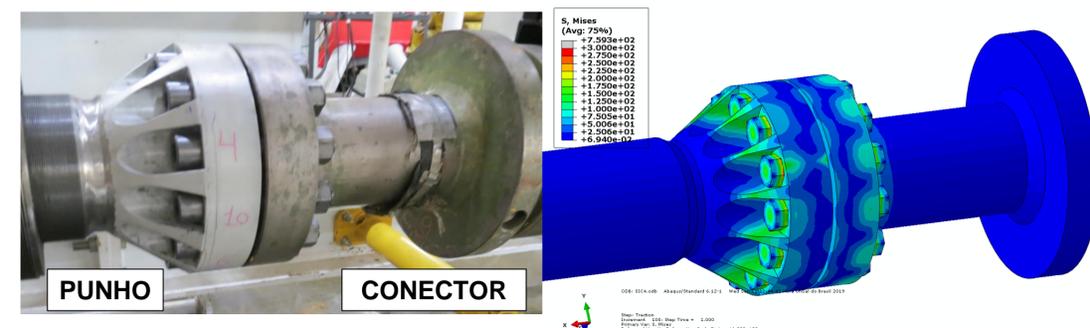


DIMENSIONAMENTO DE PARAFUSOS PARA FLANGE DE FECHAMENTO DE UM RISER FLEXÍVEL, VISANDO VIDA EM FADIGA DOS PARAFUSOS, TORQUE MÁXIMO APLICADO E FORÇA EXERCIDA NA JUNTA

Bruno Fagherazzi, Orientador: Prof. Dr. Marcelo Favaro Borges

INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

Para a realização de um ensaio de fadiga em um *Riser* Flexível, um punho flangeado é preso por parafusos no conector do *Riser* como nas figuras abaixo:



O objetivo desse trabalho é dimensionar os fixadores a serem utilizados na junta dadas as seguintes condições:

- Coeficiente de Separação de Junta = $n_0 = 1,5$
- Torque de pré-aperto nos parafusos = $T \leq 2000 \text{ Nm}$, o menor possível por conta das limitações das ferramentas disponíveis
- Maiores coeficientes de segurança em fadiga (n_f) possíveis

Para os cálculos dos itens citados vários parâmetros são necessários, alguns são constantes do sistema considerado, tais como:

- Carregamentos externos de tração, máximo e mínimo
- Carregamento pela pressão interna do duto na interface punho-conector, chamada *Força de End Cap*
- Propriedades materiais dos membros da junta (conector e punho)
- Dimensões geométricas do problema tal como diâmetro dos furos, e comprimento de agarre da junta.

Outros parâmetros são dependentes do parafuso escolhido, tanto aqueles que concernem à resistência mecânica dos parafusos, quanto aqueles que tratam da distribuição da carga entre membros da junta e fixadores.

MÉTODOS E MATERIAIS

Para a análise desse problema se realizou uma atenta revisão bibliográfica, principalmente ao livro Projeto de Engenharia Mecânica, de Joseph Shigley, *et al.* Nessa bibliografia os cálculos de juntas são deduzidos para juntas concêntricas e com apenas um fixador, que resulta em cargas totalmente axiais neles. Para verificar essa hipótese se realizou uma simulação em Elementos Finitos no software *Abaqus CAE*, de modo a verificar a distribuição de tensões nos parafusos.

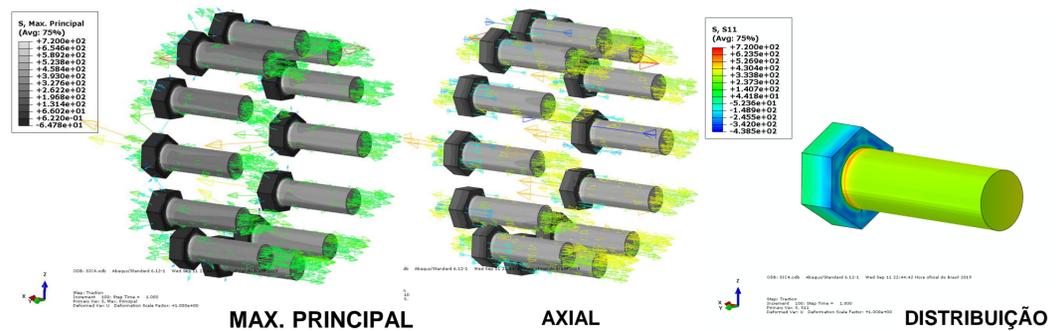
Ademais, tanto em Shigley quanto nas normas API a **força de pré-aperto** é dada como uma fração da tensão de escoamento do parafuso (variando nas duas referências entre 67% a 85%) vezes a sua área efetiva de tensão, o que otimiza a capacidade de aperto do parafuso, mas pode prejudicar a sua vida em fadiga, e aumenta o torque de pré-aperto necessário. **A definição do coeficiente de separação de junta como parâmetro de entrada elimina essa dependência.**

Unindo o equacionamento disponível na literatura sobre cálculo de juntas e análise de fadiga, pode-se tabelar os coeficientes de segurança e fadiga e os torques de pré-aperto para fixadores de diferentes geometrias e materiais, e definiu-se um **coeficiente de escolha**, que favorece os menores torques e maiores coeficientes, e que é definido por:

$$(1) \text{ Coeficiente de Escolha} = \frac{1000(n_{f\text{GOODMAN}}n_{f\text{GERBER}}n_{f\text{LANGER}})}{T}$$

RESULTADOS

A análise pelo método de Elementos Finitos mostrou que o equacionamento das tensões nos parafusos como totalmente axiais é uma boa aproximação, visto que a distribuição das tensões é aproximadamente uniforme nas seções transversais dos parafusos, e que as componentes axiais de tensão são praticamente idênticas às tensões máximas principais (mostrando que as demais componentes são desprezíveis), como mostram as figuras abaixo:



Assim prosseguindo com a análise das equações, pode-se definir relações funcionais entre as quantidades desejadas e os parâmetros dos fixadores. Os coeficientes de segurança de fadiga, tanto pelo critério de falha de **Goodman**, de **Gerber** e de **Langer**, dependem da geometria do fixador (comprimento liso, comprimento rosqueado, passo, diâmetro), e do material usado (limite de resistência, tensão de ruptura, tensão de escoamento e módulo de elasticidade). O Torque por sua vez depende apenas da geometria do parafuso, e da condição de lubrificação do parafuso, que foi definida de modo a minimizar os atritos.

$$(2) \text{ Coeficiente de fadiga} = n_f = n_f(l_{\text{liso}}, l_{\text{rosca}}, p, D, S_e, S_{ut}, S_y, E)$$

$$(3) \text{ Torque de Aperto} = T = T(p, D, f, fc)$$

Sabendo disso, foram consideradas 16 combinações de propriedades, comparando dois tipos de fixadores (parafuso e barra rosqueada), dois diâmetros possíveis (M33 e M36), dois aços diferentes (ISO 8.8 e ISO 12.9), e dois passos de rosca (fino 2mm e grosso 4mm). O torque calculado e os coeficientes para cada combinação estão expostos na tabela abaixo:

Ø	Passo	Mat.	Parafuso					Barra Rosqueada				
			Torque	(n)GOODMAN	(n)GERBER	(n)LANGER (escoamento)	Coefficiente de escolha	Torque	(n)GOODMAN	(n)GERBER	(n)LANGER (escoamento)	Coefficiente de escolha
M36	Fino 2mm	8.8	1752,50	1,30	1,72	1,47	1,88	1777,54	1,31	1,73	1,47	1,86
		12.9	1752,50	2,13	2,53	2,45	7,55		1777,54	2,15	2,54	2,44
	Grosso 4mm	8.8	1862,22	1,16	1,53	1,31	1,25	1914,04	1,17	1,54	1,30	1,22
		12.9	1862,22	1,90	2,25	2,18	5,00		1914,04	1,92	2,26	2,16
M33	Fino 2mm	8.8	1736,90	1,09	1,44	1,22	1,10	1760,10	1,10	1,44	1,21	1,09
		12.9	1736,90	1,79	2,11	2,03	4,42		1760,10	1,81	2,12	2,02
	Grosso 4mm	8.8	1849,09	0,96	1,26	1,07	0,70	1896,94	0,97	1,27	1,06	0,69
		12.9	1849,09	1,58	1,86	1,78	2,82		1896,94	1,60	1,86	1,76

CONCLUSÕES

Dadas as comparações realizadas, nota-se que a melhor opção de fixador é um **Parafuso M36 passo fino 2mm, aço ISO 12.9**. Apesar de não ser o menor torque de pré-aperto esse valor é menor que os 2000 Nm máximos determinados, e os coeficientes de segurança são os maiores, maximizando assim o coeficiente de escolha.

Com essa escolha de fixador, a junta estará segura ao longo do ensaio de fadiga em tração, visto que o coeficiente de separação é de 1,5. Além disso o torque necessário pode ser aplicado com os equipamentos disponíveis, e os fixadores não deverão sofrer falhas catastróficas por conta de fadiga.