

## Análise de falha em flanges ocasionada por perda ou danos em estojos

PACHECO R.M.<sup>I</sup>, RIAGUSSOFF I.T.I.<sup>I</sup>, DONATO, V.P.G.<sup>II</sup>, LARGURA C.J.L.<sup>II</sup>

<sup>I</sup> ESSS – Engineering Simulation Scientific Software - Av. Presidente Vargas, 3131  
Centro Empresarial Cidade Nova, 12º andar – 1203 – Rio de Janeiro – Brasil.  
e-mail: [pacheco@esss.com.br](mailto:pacheco@esss.com.br) ; [ivan.thesi@esss.com.br](mailto:ivan.thesi@esss.com.br)

<sup>II</sup> PETROBRAS - Av. República do Chile, 65 – Centro - Rio de Janeiro – Brasil.  
e-mail: [donato@petrobras.com.br](mailto:donato@petrobras.com.br) ; [largura@petrobras.com.br](mailto:largura@petrobras.com.br)

---

### RESUMO

As uniões flangeadas são amplamente utilizadas na indústria e a sua aplicação em equipamentos sub-sea requer um alto grau de confiabilidade, tendo em vista as condições ambientais e carregamentos, principalmente nas condições de águas profundas.

A confiabilidade de uma união flangeada consiste na manutenção da sua característica de vedação, sendo o componente responsável pela vedação a junta. A vedação exercida pela junta é decorrente da ação de deformação ocasionada pela força de aperto dos estojos, sendo estes, elementos críticos das uniões flangeadas.

Com o propósito de investigar falhas neste componente, é desenvolvida uma metodologia numérica, utilizando o método de Elementos Finitos, para avaliar o impacto da perda sucessiva de estojos em uma união flangeada. Também é investigado o relaxamento de tensão ocasionado por uma trinca em estojos.

O estudo tem como objetivo conhecer os limites de operação segura, e neste trabalho é apresentado a análise de um flange da classe API 17D, de 4 polegadas com 8 estojos, sendo a metodologia desenvolvida aplicável a qualquer outro flange. O estudo numérico foi desenvolvido e simulado no software ANSYS Workbench 12.1 (2010).

O resultado indica além do número mínimo de estojos necessários para manter a vedação, o incremento de tensão nos estojos remanescentes do flange, causado pela sucessiva perda de estojos.

**Palavras chaves:** Uniões flangeadas, análise de falha, análise de tensões, elementos finitos.

---

## Failure analysis on flanges caused by loss ordamage in holsters

### ABSTRACT

The flanged joints are widely used in industry and its application in sub-sea equipment requires a high degree of reliability, given the environmental conditions and loads, especially in deep water conditions.

The reliability of a flanged joint consists of the maintenance of its characteristic seal, being the component responsible for sealing the joint. The seal exercised by the joint is due to the action of deformation caused by clamping force of the bolt sets, the latter being critical elements of flanged joints.

In order to investigate this component's failure, a numerical methodology is developed, using the Finite Element Method to evaluate the impact of the successive loss of cases in a flanged joint. It was also investigated the relaxation of tension, caused by a crack in bolt set.

The study aims to know the limits of safe operation, and this paper presents the analysis of a flange class API 17D, 4 inches with 8 bolt sets, being the methodology applicable to any other flange. The numerical study was developed and simulated in ANSYS Workbench 12.1 (2010) software.

The result indicates, besides the minimum number of cases necessary to maintain the seal, the increase of tension in the remaining cases of the flange, caused by the successive loss of bolt sets.

**Keywords:** Flanged unions, failure analysis, stress analysis, finite element.

---

## 1 INTRODUÇÃO

As uniões flangeadas são intensamente utilizadas nos mais variados segmentos industriais, com o objetivo de conectar componentes e garantir a vedação entre eles. As uniões são compostas por flanges, um anel ou outros elementos de vedação e, elementos de fixação que normalmente são estojos e porcas.

Na indústria do petróleo, as juntas estão amplamente presentes em equipamentos *on-shore* e *off-shore*. Dentre as aplicações *off-shore*, podemos destacar a vasta aplicação *sub-sea*, em equipamentos de produção como *Manifold*, *Plet* e de transporte como risers e seus acessórios de linha. O conhecimento dos limites operacionais deste equipamento possibilita a operação segura do mesmo, nas mais adversas condições ambientais e de carregamentos.

Nesta investigação é proposta uma análise considerando a Perda e Dano em estojos de uniões flangeadas. O conceito de Perda de estojo descreve a falha completa do estojo e sua capacidade de fixação, enquanto que o conceito de Dano corresponde a uma trinca que possibilite uma perda de resistência em um determinado estojo.

Os efeitos da falha e do Dano são analisados considerando a capacidade de vedação ou estanqueidade e o efeito da intensificação da tensão nos estojos remanescentes.

São apresentados resultados para flanges de 4 polegadas com 8 estojos que determinam quantos estojos podem ser perdidos por falha, garantido a vedação. Também é apresentado um estudo considerando a relaxação das tensões em estojos com dano. Tal relaxamento pode acarretar em uma perda de vedação na junta flangeada.

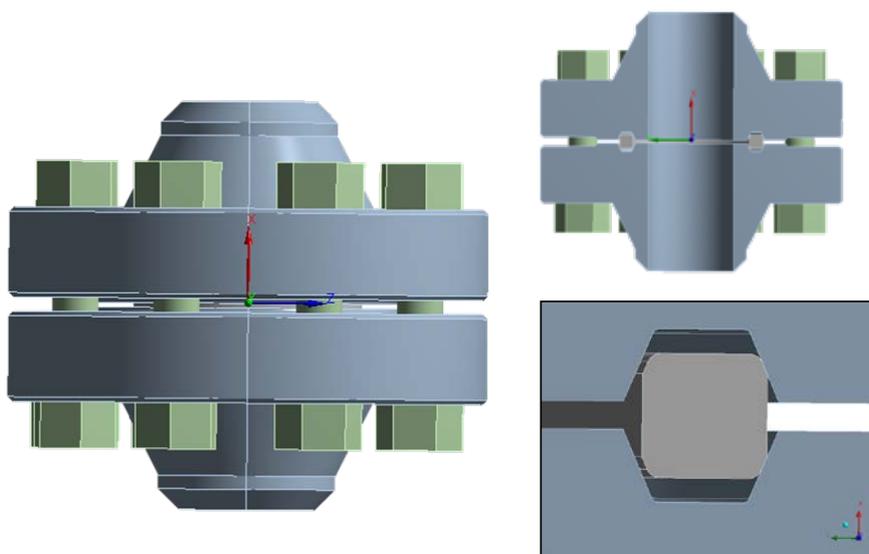
O estudo é realizado através do Método de Elementos Finitos, onde os modelos numéricos são desenvolvidos e simulados no software ANSYS Workbench 12.1.[1] Os modelos apresentam não linearidade de material, contato e de deslocamento. Os resultados da análise possibilitam determinar o número máximo de estojos que podem ser perdidos ou que apresentem dano no flange.

## 2 MATERIAIS E MÉTODOS

### 2.1 Modelo Numérico

O modelo geométrico dos flanges foi desenvolvido conforme a norma API 17D [2], enquanto a junta metálica do tipo BX [3] foi construída conforme a norma API6A [4].

Como o objetivo da análise é avaliar a vedação dos flanges caso haja a perda ou dano em estojos, os estojos e porcas não precisam de um detalhamento dos respectivos filetes, sendo o estojo e as porcas um único corpo no modelo numérico. As dimensões das porcas e dos estojos seguem o exposto na ASME B1.1 [5] e ASME B18.2 [6], respectivamente. A Figura 1 apresenta uma imagem em corte de todos os componentes da união flangeada, onde é possível observar a montagem inicial sem a deformação do anel metálico BX.

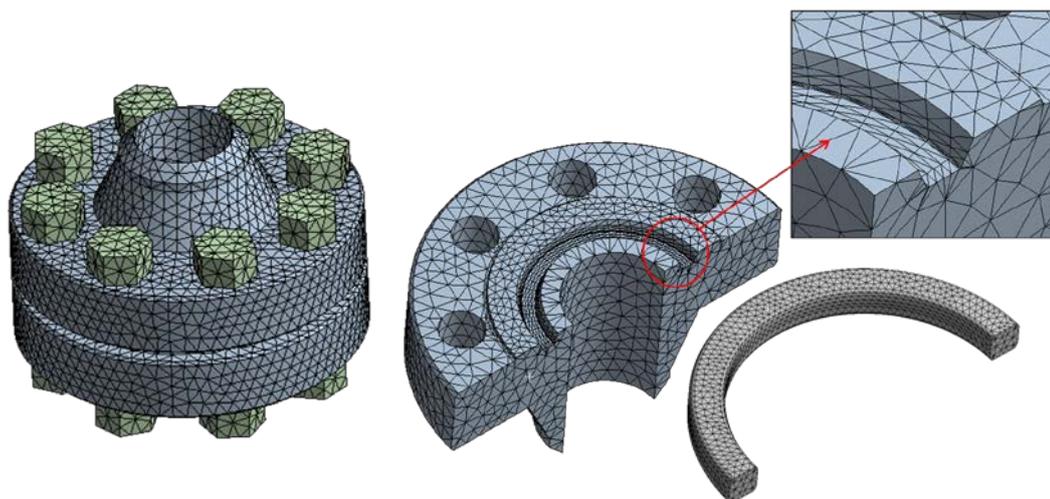


**Figura1:** Geometria do Flange classe API 17 D, de 4 polegadas e 8 estojos. Em detalhe a visualização da simetria e do anel metálico BX.

A malha gerada utiliza elementos tetraédricos (SOLID187) para os flanges e porcas, elementos hexaédricos (SOLID186) são empregados para o corpo dos estojos. A Figura 2 apresenta a malha do modelo de Elementos Finitos.

Com o propósito de investigar a característica de vedação da junta e prevendo sua elevada deformação total (elástica e plástica), um refino de malha foi adotado para o anel metálico BX. Os demais componentes do estudo possuem uma malha com menor discretização visando um menor custo computacional.

Ambos os elementos apresentam interpolação quadrática e possuem formulações para representar elevadas não-linearidades de material e geométrica (grandes deformações). A interação entre os componentes está representada em suas superfícies por elementos de contato, pares de contato (CONTA174 e TARGE170).



**Figura 2:** Malha de Elementos Finitos utilizada nas análises numéricas do flange. Em detalhe a malha do alojamento do anel e o anel metálico BX.

O modelo desenvolvido no estudo considera a formulação de material linear-elástica para os estojos e porcas, enquanto que o flange e a junta BX, foram modeladas como um modelo de material isotrópico bi-linear. A Tabela 1 apresenta as propriedades mecânicas para cada material utilizado.

**Tabela 1:** Propriedades dos materiais.

<b>Equipamento - Propriedades Mecânicas</b>	<b>E (GPa)</b>	<b>Poisson`s</b>	<b>S<sub>yield</sub> (MPa)</b>	<b>S<sub>ultimate</sub> (MPa)</b>	<b>H (MPa)</b>
Flange – AISI 4140	210	0,3	601,71	890,43	2908,91
Anel Metálico BX – AISI316	200	0,3	290,42	725,00	1960,26
Estojos e Porcas – ASTM 193 Gr. B7	210	0,3	772,47	928,80	#

A principal condição de contorno aplicada ao modelo numérico foi o “Cylindrical Support” [7], utilizado neste caso para restringir movimentos radiais e tangenciais, conforme pode ser visto na Figura 3. Também foi utilizado como artifício numérico a condição de “Weak Springs”, com rigidez de 5 N/mm, para evitar um deslocamento de corpo rígido do conjunto o que impossibilitaria a convergência numérica. Este artifício estabiliza a estrutura durante o carregamento e matematicamente permite o bom condicionamento da matriz de rigidez global do sistema.

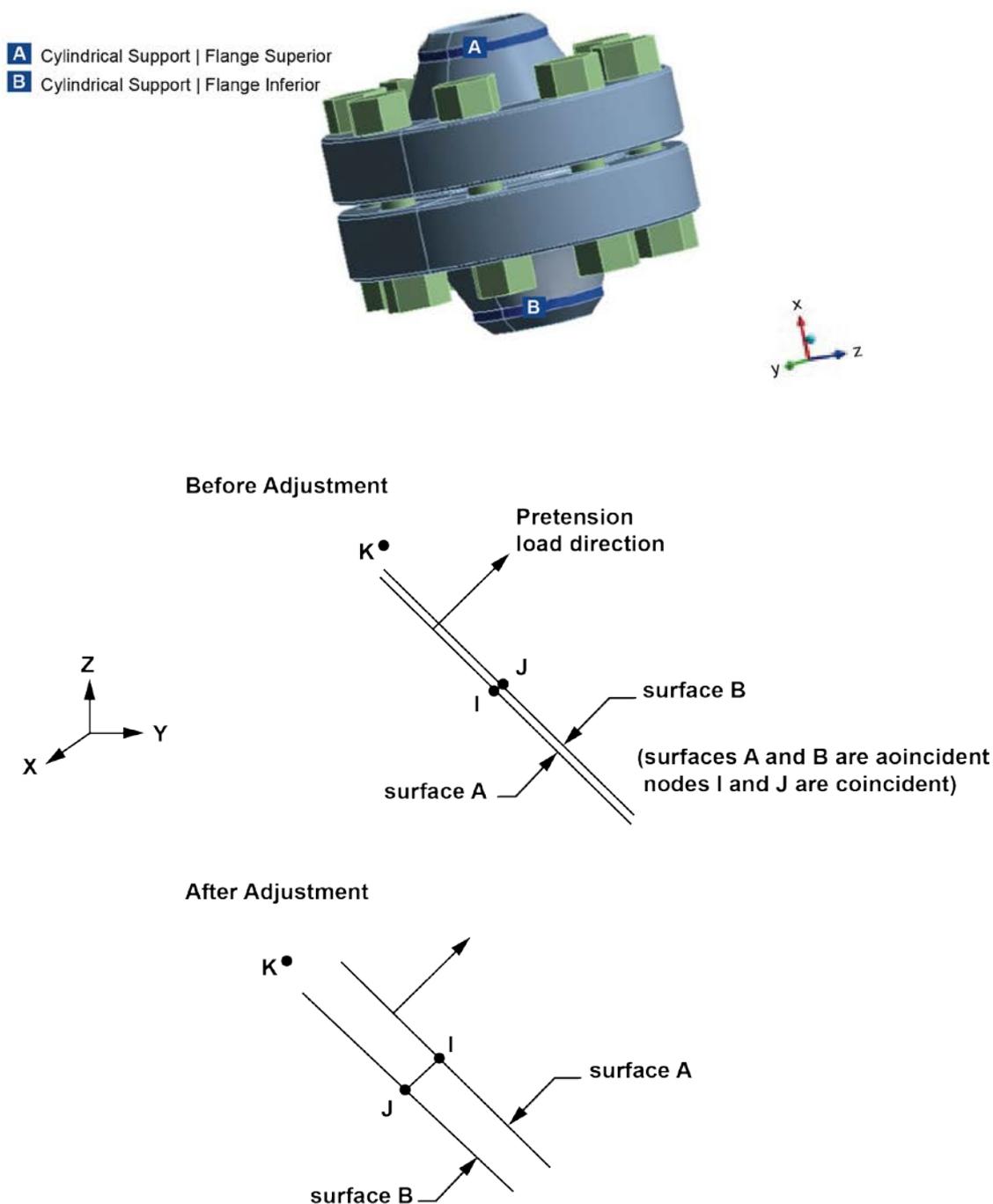
É importante ressaltar que a rigidez dos “weak springs” [7] é suficientemente pequena para não afetar de forma significativa a matriz de rigidez dos corpos principais do estudo, nesse caso os flanges e os estojos.

A interação física entre os componentes é representada através das respectivas condições de contato entre as interfaces dos componentes. Neste estudo foram consideradas três condições de contato: a interação entre a porca e o flange, a interação entre a junta e o flange e a interação entre os flanges. Para descrever a interação entre a porca e o flange e entre a junta BX e seu alojamento no flange, foi considerado o contato com atrito do tipo “Frictional”, sendo utilizado o coeficiente de atrito  $\mu = 0,15$  e a formulação “Augmented Lagrange” para o algoritmo de contato.

As condições de carregamento aplicadas ao modelo correspondem à apresentada por VEIGA [8], que descreve como as forças atuantes numa união flangeda como sendo: a força radial, força de separação e forças dos parafusos.

A força radial origina-se devido à pressão interna e tende a expulsar a junta. A força de separação também é originada pela pressão interna e tende a separar os flanges. A força dos parafusos é a carga total aplicada que tende a superar as forças exercidas pelo fluido e manter a união entre os flanges, garantindo assim a vedação.

No modelo numérico desenvolvido a pressão interna ocasionada pelo fluido é de 20,26 MPa (3000 psi), a mesma fora aplicada no flange e junta, conforme apresentado por VEIGA [8]. A força nos parafusos é aplicada de acordo com o apresentado na norma API 6A Anexo D, onde a pré-carga em cada estajo corresponde a 50% da tensão de escoamento do material do qual o estajo é constituído. No modelo analisado o valor da pré-carga corresponde a uma força de 232 kN. A aplicação da pré-carga no modelo é representada pelo elemento PRETS179 aplicada ao corpo central do estajo (região cilíndrica central), conforme ilustrado na Figura 4.



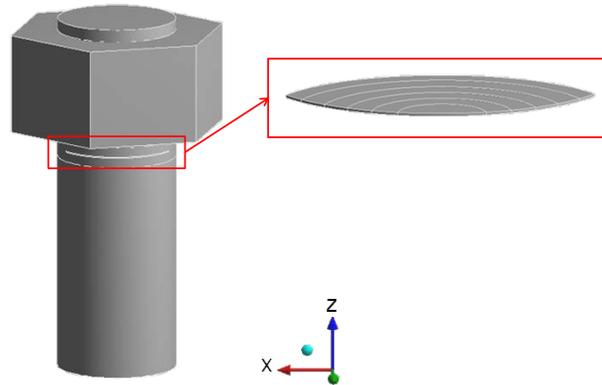
**Figura 4:** Aplicação da pré-carga através do elemento PRETS179 [2].

## 2.2 Análise Numérica

Para estudar a influência da perda de um ou mais estojos na união flangeada, foi criada via APDL (ANSYS Parametric Design Language) uma rotina onde é realizada uma seleção dos elementos de contato entre a porca correspondente ao estojo a ser retirado e, em um momento posterior a seleção, o comando EKILL é aplicado. O comando EKILL permite que a matriz de rigidez de um selecionado elemento seja levada a um valor desprezível, próximo de zero, de forma a prevenir uma matriz de rigidez singular, o que possibilita anular o efeito deste grupo de elementos selecionado no estudo global. Estes elementos eliminados poderiam ser reativados durante outras etapas da análise se necessário.

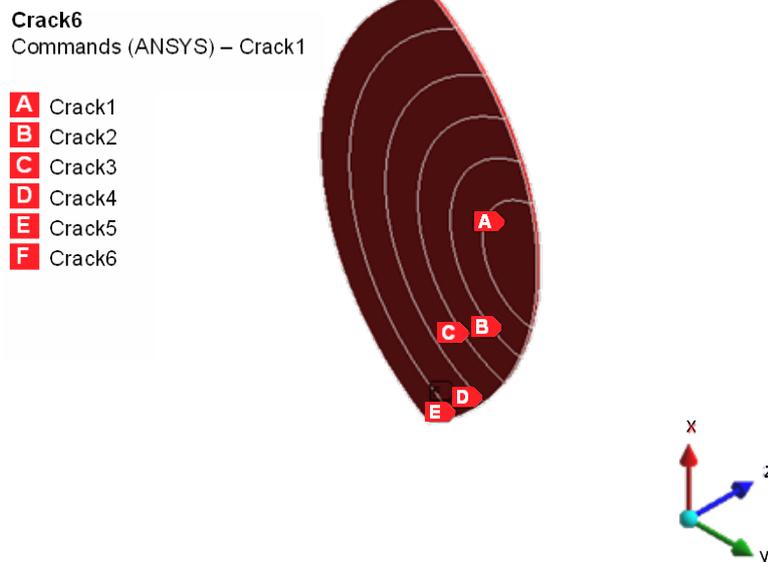
A simulação é realizada em quatro passos estáticos, sendo o primeiro a aplicação da pré-carga, que será mantida nos três passos seguintes. No segundo passo, é aplicada a pressão interna que também será mantida nos passos seguintes. O terceiro e quarto passos da simulação têm como objetivo a retirada dos estojos, sendo o terceiro para a retirada da pré-carga do estajo e o quarto passo para a retirada da influência dos elementos do par de contatos entre a porca e o flange (eliminação do par de contatos pelo comando EKILL).

Para as análises de falha considerando os estojos com trinca será utilizada a metodologia via comando EKILL, sendo agora este comando associado a uma prévia seleção de elementos de um volume representativo das marcas de praia. Esses volumes das marcas de praia representam macroscopicamente a assinatura da propagação da trinca. A Figura 5 ilustra a construção das marcas de praia no estajo onde a análise de falha é realizada.



**Figura 5:** Estajo com a configuração das marcas de praia em detalhe.

A Figura 6 ilustra em detalhe as 7 marcas de praia, cujos elementos são sucessivamente desativados a cada um dos passos de simulação. A análise de dano possui os passos de carregamento de pré-carga nos estojos e pressão nos flanges, e na sequência ocorrem os 7 passos de eliminação das marcas de praia.



**Figura 6:** Representação das marcas de praia na região da trinca.

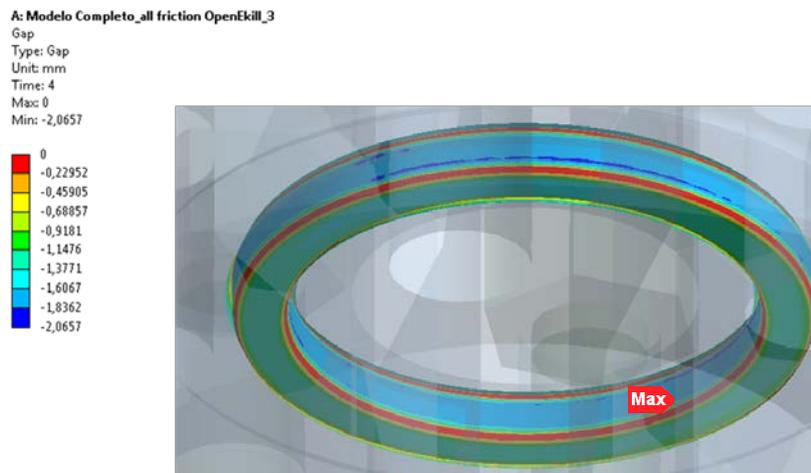
### 3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para a análise dos resultados buscou-se monitorar a vedação da união flangeada e também a intensificação das tensões nos estojos adjacentes aos retirados. Para o monitoramento da união foi observada a pressão de contato entre a junta BX, elemento responsável pela vedação, e a região de alojamento no flange.

Com o objetivo de estudar a perda de estojos, várias simulações foram realizadas visando identificar a quantidade mínima necessária para ser mantida a vedação. Os resultados destas simulações iniciaram que a perda de dois estojos é a limite para flanges de 4 polegadas e 8 estojos, considerando como critério a vedação da união flangeada proporcionada pela pressão de contato existente entre a junta BX e o flange.

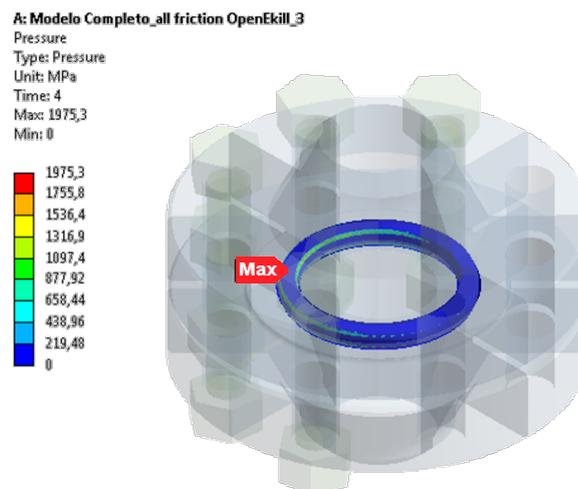
Um resultado que a princípio acreditou-se ser descritivo da existência ou não de vedação, foi o espaçamento entre a junta BX e o alojamento no flange, todavia este resultado não pode ser observado individualmente.

Tanto a pressão interna como este espaçamento (“gap”) ocorrem ao longo de linhas radiais. Numa simulação onde são retirados 3 estojos é observado um espaçamento zero entre a junta e o flange, como observado na Figura 7, o que a princípio indicaria a vedação.



**Figura 7:** Folga no contato entre a junta e o alojamento (mm).

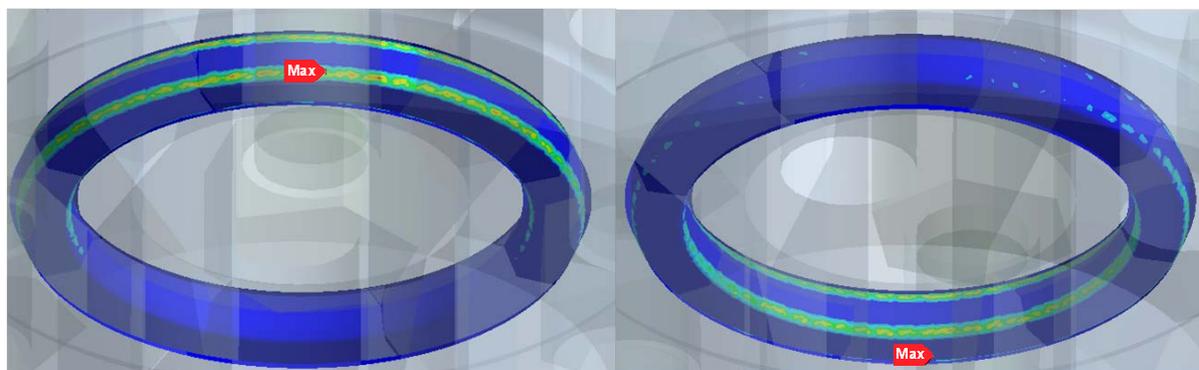
Quando para a mesma simulação é observado os resultados de pressão de contato, fica claro que não há mais como assegurar a vedação tendo em vista que vários segmentos da linha de vedação são nulos. Podemos acreditar que qualquer transiente hidráulico ocasionaria um vazamento no flange. A Figura 8 apresenta o resultado da pressão de contato. A Figura 9 apresenta em detalhe a pressão de contato na região de máximo e mínimo valor.



**Figura 8:** Pressão de contato na junta BX.

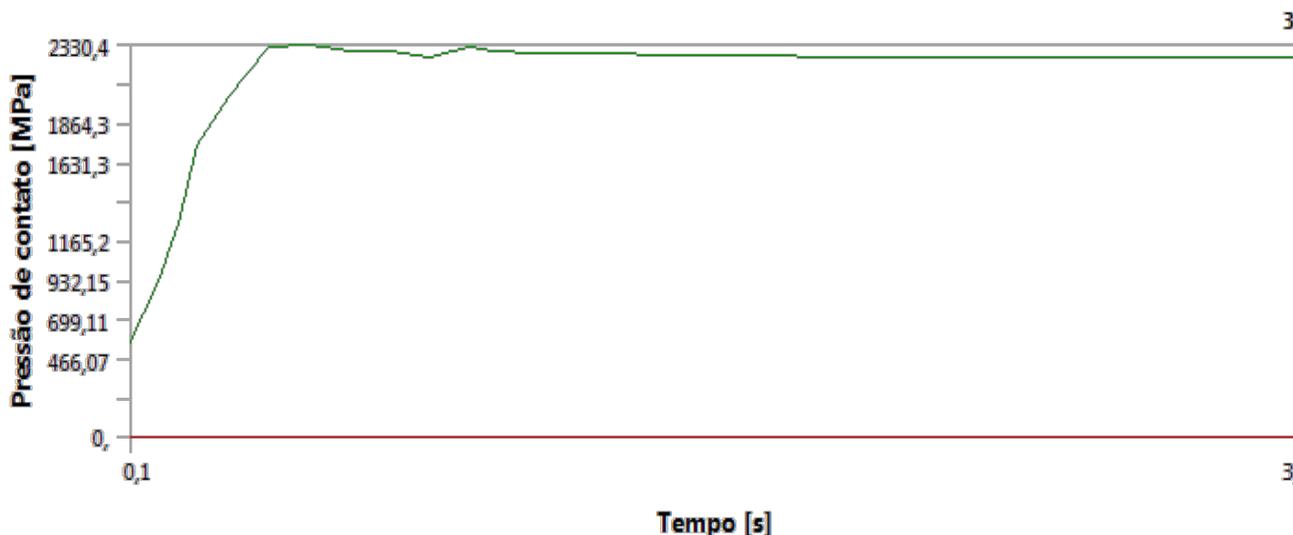
A análise de Dano considera uma trinca do tamanho do próprio raio do estojo existente em operação. Esta é uma condição que embora não seja desejada em um sistema em operação, é ocasionalmente encontrada nos flanges. O objetivo deste estudo é determinar o impacto da existência de sucessivas trincas nos estojos (no modelo uma trinca é modelado em cada estojo com dano), na relaxação da carga exercida no flange e por consequência, no anel.

Outro ponto a ser observado é o incremento de tensão nos estojos onde há uma trinca, todavia para esta análise seria necessária a utilização de modelos à luz da mecânica da fratura, o que não é o foco neste trabalho.



**Figura 9:** Pressão de contato na junta, detalhe da região de máxima pressão na esquerda, enquanto na direita pode ser observada a região de mínima pressão de contato. Observar legenda da Figura 8.

Uma análise considerando a existência de trincas em 3 estojos cuja pré-carga é incrementada em 25% foi executado, e com essa hipótese não foi possível identificar um relaxamento significativo. Este resultado foi afetado pela representação linear-elástica para o modelo de material utilizado nos estojos. A Figura 10 apresenta um gráfico do decréscimo da pressão de contato ao longo dos passos de abertura da trinca.



**Figura 10:** Pressão de contato (MPa) na junta ao longo dos passos de simulação. Modelo com dano em 3 estojos, hipótese de pré-carga 25% superior nos estojos com trinca.

A análise dos resultados indica que a pressão de contato no anel, embora apresente um pequeno decréscimo no valor, apresenta de forma consistente um relaxamento de tensão provocado pela existência de trincas nos estojos. Como hipótese para este pequeno decaimento encontra-se a abordagem linear-elástica aplicada ao estojo que limita a capacidade de representar o fenômeno de relaxamento causado pela trinca. É importante ressaltar que tal abordagem é utilizada para minimizar o custo computacional, tendo em vista que há necessidade de representar-se a união aparafusada como um único corpo, sem simetria. Para a análise da vedação a representação do anel e do flange como

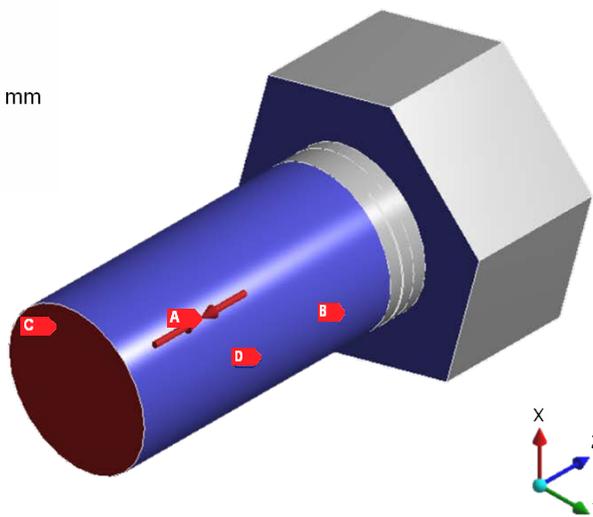
elastoplástico é suficiente. Uma representação completa do estojo com sua construção de filetes e com características elastoplásticas, no estudo de estojos com trincas, é bastante custosa e indica deformações e tensões localizadas, PACHECO [9]. Considerando-se uma abordagem de relaxamento global ocasionada pela abertura da trinca, foi desenvolvido um modelo numérico preliminar para análise do relaxamento de tensão. Este modelo é constituído de um estojo e porca elastoplástico cuja condição de contorno aplicada à porca represente o contato com o flange, de rigidez bem maior. A Figura 11 ilustra as condições de contorno utilizadas nesta análise que, considera somente um estojo submetido à pré-carga de 232kN, conforme descrito no item 2.

**B: Bolt 1/8–Crack Test–t=0,25 mm, R (Trinca em vários estágios) – 7 Steps**

Crack Test

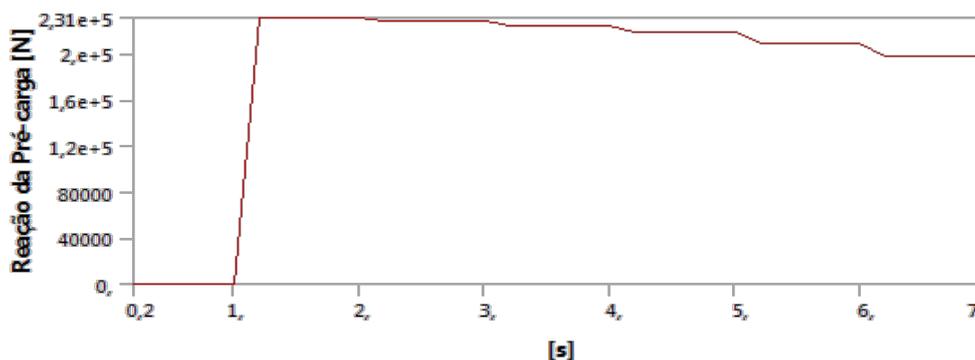
Time: 2.s

- A** Bolt Pretension: Lock
- B** Frictionless Support
- C** Displacement
- D** Cylindrical Support: 0. mm



**Figura 11:** Condições de contorno e carregamento no modelo de um estojo com hipótese dano.

No modelo desenvolvido pode ser observado um maior relaxamento da pré-carga, observar o gráfico da Figura 12 onde, a cada passo de abertura da trinca é observado um declínio da força de contato. A Figura 13 ilustra a distribuição de tensão no estojo e a concentração na extremidade da trinca.

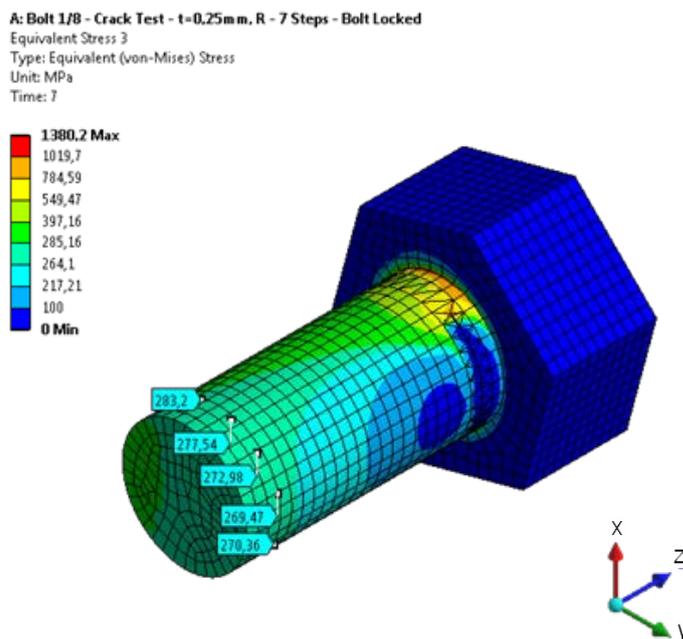


**Figura 12:** Reação da Pré-carga.

O resultado indica que em uma análise elastoplástica é possível a captura, de melhor forma, do fenômeno de relaxamento causado pela abertura da trinca. Nesse caso onde existe um estojo, o alívio encontra-se na ordem de 30 kN.

Considerando a rigidez proporcionada na união flangeada pelos demais estojos (cuja integridade é mantida pela ausência de trinca), pode-se dessa forma garantir a segurança mesmo na condição de existência de trinca.

É fundamental considerar que a existência de uma trinca deve ser analisada pela mecânica da fratura, a fim de se determinar a energia de propagação, na condição monitorada e sua capacidade de provocar a ruptura do estojo. Considerando a condição de perda pela ruptura do estojo, recai-se na análise já apresentada no trabalho.



**Figura 13:** Tensão global (Equivalente de von Mises) no 7º passo da simulação.

#### 4 CONCLUSÃO

Com o propósito de investigar a falha em uniões flangeadas causada pela perda ou dano de estojos, uma metodologia numérica é desenvolvida, através do método de elementos finitos para análise de uniões flangeadas 4 polegadas e 8 estojos.

O modelo desenvolvido foi capaz de representar de forma consistente a perda de estojos e contribuiu na investigação da condição de dano em estojos, proporcionando uma metodologia aplicável a projetos de uniões flangeadas. A utilização de uma metodologia numérica possibilita um projeto mais assertivo e seguro deste importante equipamento, utilizado nas mais diferentes condições industriais.

Os resultados apresentados para flanges construídos conforme a API 17D de 4 polegadas e 8 estojos, carregados conforme a API 6A Anexo D, indicam que uma operação segura só é garantida para uma condição onde hajam 6 estojos remanescentes, ou seja, só é permitido para a operação segura a perda de no máximo 2 estojos. A configuração adotada para a perda de estojos foi a mais crítica onde ocorrem perdas de estojos adjacentes.

A análise de dano, prevendo a existência de trincas em estojos de uniões flangeadas, indicou que há o relaxamento, mas considerando o valor encontrado, cerca de 30 KN e a condição de rigidez proporcionada pelo conjunto, acredita-se que antes de proporcionar um relaxamento significativo, haveria a ruptura do estajo, o que tornaria uma análise de perda de estojos como fora apresentado.

#### 5 BIBLIOGRAFIA

- [1] Structural Analysis Guide, ANSYS, Inc. Release 12.1, November 2009, disponível em: [http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/121/ans\\_str.pdf](http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/121/ans_str.pdf), acessado em fevereiro de 2011.
- [2] Specification for Subsea Wellhead and Christmas Tree Equipment, In: Api Specification 17d (Spec 17d), Reaffirmed, November 2003.
- [3] ASME B16.20 Metallic Gaskets for Pipe Flange – Ring – Joints, Spiral – Wound, and Jacketed, 2007, disponível em: [http://www.4shared.com/office/ONsWY1a3/asme\\_b1620-2007\\_-\\_metallic\\_gas.html](http://www.4shared.com/office/ONsWY1a3/asme_b1620-2007_-_metallic_gas.html), acessado em fevereiro 2011.

- [4] Technical Report Capabilities Of API Flanges Under Combinations Load, In: Api Technical Report 6af, 3rd Edition, September 2008.
- [5] ASME B1.1 Unified Inch Screw Threads, 2003, disponível em: [http://www.techstreet.com/standards/asme/b1\\_1\\_2003\\_r2008?product\\_id=1183305](http://www.techstreet.com/standards/asme/b1_1_2003_r2008?product_id=1183305), acessado em fevereiro 2011.
- [6] ASME/ANSI B18.2.2 Square and Hex Nuts (Inch Series), 1987, disponível em: [http://www.techstreet.com/cgi-bin/detail?doc\\_no=asme/b18\\_2\\_2\\_1987\\_r2005;product\\_id=751](http://www.techstreet.com/cgi-bin/detail?doc_no=asme/b18_2_2_1987_r2005;product_id=751), acessado em março 2011.
- [7] Ansys Inc., Documentation for Ansys Workbench, Release 12.1, 2009.
- [8] VEIGA, J. C., Juntas Industriais, 4º Edição, Editora Teadit, Rio de Janeiro, Brasil, 2003.
- [9] PACHECO, M.R., KABCHE, J.P., RIAGUSSOFF I. T, et al., “Finite element analysis of a locked bolt with initial crack”. In: A Asme International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE 2009-12784, Lake Buena Vista, Florida, USA, 13–19 November, 2009.