

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE ESTRUTURAS

JUAN CAMILO MANTILLA URIBE

**MODELAGEM NUMÉRICA E ANÁLISE DE MODOS DE FALHA DE CONEXÕES
ENTRE TUBULARES DE REVESTIMENTO DE POÇOS**

SÃO CARLOS

2017

JUAN CAMILO MANTILLA URIBE

**MODELAGEM NUMÉRICA E ANÁLISE DE MODOS DE FALHA DE CONEXÕES
ENTRE TUBULARES DE REVESTIMENTO DE POÇOS**

VERSÃO CORRIGIDA

A versão original encontra-se na Escola de Engenharia de São Carlos

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia de Estruturas da EESC-USP, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Ciências, Programa de Engenharia Civil (Estruturas).

Orientador: Prof. Dr. André Teófilo Beck

SÃO CARLOS

2017

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTA TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

M291m Mantilla Uribe, Juan Camilo
Modelagem numérica e análise de modos de falha de
conexões entre tubulares de revestimento de poços /
Juan Camilo Mantilla Uribe; orientador André Teófilo
Beck. São Carlos, 2017.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Civil (Engenharia de Estruturas) e Área de
Concentração em Estruturas -- Escola de Engenharia de
São Carlos da Universidade de São Paulo, 2017.

1. Elementos finitos. 2. Conexões. 3.
Revestimentos. 4. Problemas de Contato. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **JUAN CAMILO MANTILLA URIBE**.

Título da dissertação: "Modelagem numérica e análise de modos de falha de conexões entre tubulares de revestimentos de poços".

Data da defesa: 18/04/2017.

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Associado **André Teófilo Beck (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

APROVADO

Prof. Associado **Eduardo de Moraes Barreto Campello**
(Escola Politécnica/EP-USP)

APROVADO

Prof. Dr. **Eduardo Alberto Francello**
(Universidade Federal de Santa Catarina/UFSC)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil
(Engenharia de Estruturas):

Prof. Titular **Humberto Breves Coda**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Luís Fernando Costa Alberto**

AGRADECIMENTOS

À minha família: minha Mãe Carmen, meu Pai Rafael, meu irmão Yuri e meus sobrinhos Juan e David, pelo amor e apoio desde a Colômbia.

À minha namorada Silvia Diaz, por seu amor e suporte em todo momento.

Ao Professor André Beck, pela orientação, amizade, e confiança depositada em mim para realizar este trabalho.

À minha família Colombiana em São Carlos: Edwin Morantes, Felipe Orduz, Sergio Pardo, Sergio Rincón e Silvia Diaz. Obrigado por fazer-me esquecer que estava longe de casa.

Aos colegas e amigos do Departamento de Engenharia de Estruturas pelos momentos compartilhados, pela ajuda nas disciplinas e por ter sido meus professores de português.

A todas as pessoas que, ao longo da vida, contribuíram na minha formação.

Ao professor Ricardo Carrazedo pelos aportes no desenvolvimento do modelo numérico.

À Universidade de São Paulo, à Escola de Engenharia de São Carlos e aos funcionários do Departamento de Engenharia de Estruturas, pela acolhida calorosa durante estes dois anos de mestrado.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa de mestrado concedida e aos contribuintes que custearam minha educação.

RESUMO

URIBE, J. C. M. **Modelagem numérica e análise de modos de falha de conexões entre tubulares de revestimento de poços**. 2017. 100 p. Dissertação (Mestrado – Engenharia de Estruturas) – Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

Dependendo da magnitude, falhas na coluna de revestimento podem gerar grandes perdas econômicas e ambientais. Dada a complicada revisão e manutenção do revestimento durante a operação do poço, este deve ser projetado com robustez suficiente para suportar as solicitações em sua vida útil. As conexões de revestimento têm sido consideradas na literatura como os componentes mais propensos à falha. Testes são geralmente utilizados para qualificar a capacidade última das conexões no projeto de revestimento; porém, tendem a ser caros e demandam tempo considerável. Com o objetivo de diminuir os custos dos testes, modelos em elementos finitos são amplamente usados como alternativa e em complemento aos testes para avaliar o comportamento das conexões. Este trabalho apresenta um estudo de conexões de revestimento com base em modelos em elementos finitos, considerando a aplicação de torque de aperto, tração e pressão interna, tomando como caso de estudo uma conexão API 8 Round LTC 9 5/8 47 lb/ft L80. Na modelagem numérica adota-se axissimetria, a inclusão da elasto-plasticidade com endurecimento isotrópico controlado pela superfície de falha de Von Mises, não linearidade geométrica e modelagem de contato para grandes deslizamentos com inclusão de fricção tangencial às superfícies de contato. Com uso de critérios mencionados na literatura e hipóteses de falha - principalmente dadas em função das pressões nos filetes, afastamento entre filetes e excessiva plasticidade - o modelo em elementos finitos desenvolvido foi utilizado para avaliar a capacidade da conexão ante os modos de falha por desacoplamento e vazamento. Os resultados da análise são satisfatórios quando comparados às resistências calculadas pela normativa API, e dados e observações experimentais presentes nas referências. Do estudo obtém-se um método para modelagem, que permite reproduzir os fenômenos observados em conexões de revestimento e estimar os modos de falha, podendo ser estendida a análise para conexões com diferentes geometrias. Este estudo é a base para pesquisas futuras sobre modelagem em elementos finitos de testes de conexões, definição de estados limites e de estudos de confiabilidade estrutural em conexões de revestimento de poço.

Palavras Chave: Elementos Finitos. Conexões. Revestimentos. Problemas de contato.

ABSTRACT

URIBE, J. C. M. **Numerical modeling and failure analysis of casing connections**. 2017. 100 p. Dissertation (Master Degree – Structural Engineering) – São Carlos School of Engineering. University of São Paulo, São Carlos, 2017.

Casing failures can potentially generate large economic losses and environmental damages, depending on their magnitude. Opportunities for casing evaluation and repair during operation are limited; hence, casing has to be designed with sufficient robustness to bear the loads applied during service life. Casing connections have been considered in the literature as the weak points of the casing column, following observed failures. Testing is generally used to qualify connections; however, they are expensive and demand a lot of time. Aiming to diminish the costs of testing, finite element models are widely used as an alternative and complement to tests to evaluate the behavior of casing connections. This work proposes to study casing connections using finite element models, considering the application of loads of make-up, traction, and internal pressure, taking for study case an API 8 Round LTC 9 5/8 casing connection. The finite element modeling assumed axisymmetry, elastoplastic material with isotropic hardening controlled by the Von Mises yielding surface, geometrical non linearity and inclusion of contact formulation for large slides and tangential frictional behavior between the casing connection mating surfaces. Using criteria mentioned in the literature - mainly in function of flank contact pressures, opening between flanks and effects of excessive plasticity - the developed finite element model was used to evaluate the capacity of the connection for jump-out and leakage failure modes. The results of the analyses were satisfactory when compared to the capacity calculated by the API standards, and experimental observations presented in the literature. From the study, a methodology is obtained for finite element modeling of casing connections, allowing study of the behavior and analysis of failure modes in casing connections, which can be extended for connections with different geometries. This study is the base for future investigations on finite element modeling of connection testing, on limit state definition for various failure modes, and for the study of structural reliability of casing connections.

Keywords: Finite element method. Connections. Casing. Contact problem.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Revestimento típico de poços (adaptado CHILINGARIAN; RAHMAN, 1996).....	30
Figura 2. Efeito da carga compressiva, originada na pressão hidrostática e pressão de contato com formações, na distribuição de tensões axiais na coluna de revestimento. (adaptado CHILINGARIAN; RAHMAN, 1996)	31
Figura 3. Características geométricas principais de uma rosca. (adaptado CHILINGARIAN; RAHMAN, 1996)	33
Figura 4. Tubulares e acoplamento de revestimento arredondada curta e longa. Adaptado API 5CT.	33
Figura 5. Tubulares e acoplamento de revestimento com filetes tipo <i>Buttress</i> . Adaptado API 5CT.	33
Figura 6. Tubulares e acoplamento de revestimento com conexão tipo Extreme Line. Adaptado API 5CT	33
Figura 7. Selos por interferência de filetes (<i>Dope Seals</i>). Selos por contato entre filetes (<i>Radial Seal</i>) com ombro de contato (<i>Shoulder Seals</i>). Conexão arredondada; Conexão <i>Buttress</i> ; Conexões <i>Premium</i> . (adaptado CHILINGARIAN; RAHMAN, 1996).....	35
Figura 8. Discretização da malha de elementos finitos para conexões. (MACDONALD; DEANS, 1995).....	38
Figura 9. Ilustração dos critérios de falha para vazamento, segundo análises de pressões nos filetes (adaptado SCHWIND; WOOLEY, 1989).	43
Figura 10. Geometria da conexão API 8 Round (Adaptado API 5CT, 5B).....	46
Figura 11. Condições de contorno essenciais do modelo em elementos finitos de conexões de revestimento.	47
Figura 12. Esquema de interferência entre dois cilindros (Adaptado de CHEN et al. 2011) ..	49
Figura 13. Interferência numa conexão rosqueada. (Adaptado de CHEN et al. 2011)	49

Figura 14. Encaixe da interferência com superfícies de contato (Adaptado DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA, 2014).....	50
Figura 15. Modelo mecânico e carregamentos.....	50
Figura 16. Relação entre tensões verdadeiras e deformações plásticas. Aço L-80.	51
Figura 17. Controle energético do efeito <i>hourglass</i>	52
Figura 18. Discretização do domínio em elementos finitos.....	53
Figura 19. Gráfico genérico para representação discreta das pressões médias nos flancos dos filetes, respeito à distância desde o fim do pino.....	55
Figura 20. Pressões de contato nos flancos de carga.....	57
Figura 21. Tensões equivalentes de Von Mises. De esquerda à direita: Torque de aperto; Torque de aperto, mais força axial; Torque de aperto, mais força axial, mais pressão interna.	58
Figura 22. Mapa da região que deforma plasticamente. De esquerda à direita: Torque de aperto; Torque de aperto, mais força axial; Torque de aperto, mais força axial, mais pressão interna.	58
Figura 23. Deformações plásticas equivalentes após a aplicação dos passos de carga.	59
Figura 24. Pressões médias de contato nos <i>stab flanks</i>	61
Figura 25. Pressão médias de contato nos <i>stab flanks</i> . Variação da carga axial.	61
Figura 26. Separação nos <i>stab flanks</i> . Variação da carga axial.....	62
Figura 27. Evolução do desacoplamento. Conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80. Tensões de Von Mises.....	68
Figura 28. Afastamento do <i>stab flank</i> no quinto filete do pino, em função da carga axial.....	69
Figura 29. Comprimento em contato dos <i>stab flanks</i> conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55.	71
Figura 30. Comprimento em contato dos <i>stab flanks</i> conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L80.	72
Figura 31. Envolvente de Von Mises do tubular 5 ½ 14 lb/ft J55.....	73

Figura 32. Pressões nos <i>stab flanks</i> para combinação de pressão interna e tensão axial sobre a superfície de Von Mises do tubular. Conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55.	74
Figura 33. Envolvente de Von Mises do tubular 9 5/8 47lb/ft L80.	76
Figura 34. Pressões nos <i>stab flanks</i> . Conexão 9 5/8 47lb/ft L80. Pontos sobre a envolvente de resistência de Von Mises do tubular.	77
Figura 35. Comportamento projetado da capacidade das conexões.	81
Figura 36. Critérios de falha adotados para caracterização da estanqueidade com base nas pressões de contato nos <i>stab flanks</i>	82
Figura 37. Curvas de capacidade ao vazamento para diferentes critérios de falha e referência. Conexão API 8 Round 5 ½ 14lb/ft J55	83
Figura 38. Valores das pressões de contato nos <i>stab flanks</i> . Torque de aperto e carga axial. Conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55.	84
Figura 39. Curva de capacidade ao vazamento da conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55 obtida no presente trabalho, comparada com referência.	85
Figura 40. Estimativa da resistência ao vazamento da conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L 80.	87
Figura 41. Valores das pressões de contato nos <i>stab flanks</i> . Torque de aperto e carga axial. Conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80.	87
Figura 42. Efeito da plasticidade nas pressões dos <i>stab flanks</i> . Conexão 9 5/8 47 lb/ft L80...	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Estudos de conexões pelo MEF. Características e considerações.....	40
Tabela 2. Resistência à sollicitação axial. API 5C3.conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L-80.	65
Tabela 3. Resistência à plastificação do acoplamento por ação da pressão. API 5C3. Conexões API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L-80 e API 8 Round 5 1/2 14lb/ft J-55.	66
Tabela 4. Pontos da envolvente de Von Mises para teste ao vazamento da conexão API 8 Round 5 ½ 14lb/ft J55.	74
Tabela 5. Pontos da envolvente de Mises para teste ao vazamento da conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80.	76
Tabela 6. Valores de carga axial para avaliação das pressões de contato nos <i>stab flanks</i> . Conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55.....	82
Tabela 7. Valores de carga axial para avaliação das pressões de contato nos <i>stab flanks</i> . Conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L80.	86

LISTA DE SÍMBOLOS

O significado dos símbolos utilizados é descrito no texto.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	23
1.2	JUSTIFICATIVA.....	24
1.3	OBJETIVOS	25
1.4	METODOLOGIA	26
1.5	ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	27
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
2.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	29
2.2	REVESTIMENTO	29
2.3	CONEXÕES	31
2.4	MODELAGEM EM ELEMENTOS FINITOS DE CONEXÕES.....	35
2.4.1	Estudos de conexões baseados no MEF	36
2.4.2	Estudo dos modos de falha em conexões.....	41
3	MODELAGEM NUMÉRICA DE CONEXÕES.....	45
3.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	45
3.2	CRITÉRIOS DA MODELAGEM	45
3.2.1	Propriedades geométricas	45
3.2.2	Condições de contorno.....	46
3.2.3	Carregamentos.....	47
3.2.4	Propriedades do material.....	50
3.2.5	Malha de elementos finitos	52

3.2.6	Modelo de contato	53
3.3	VALIDAÇÃO DO MODELO.....	54
3.4	COMPORTAMENTO DAS PRESSÕES DE CONTATO NOS <i>STAB FLANKS</i> 59	
3.5	AVALIAÇÃO DO TORQUE DE APERTO.....	62
3.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	63
4	ANÁLISE DOS MODOS DE FALHA.....	65
4.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	65
4.2	AVALIAÇÃO DA RESISTÊNCIA SEGUNDO NORMA API.....	65
4.3	FALHA POR DESACOPLAMENTO	66
4.4	FALHA POR VAZAMENTO	70
4.4.1	Critério do comprimento em contato.....	71
4.4.2	Análises de vazamento sobre envolvente de Von Mises do tubular.	72
4.4.2.1	Análise da conexão API 8 Round LTC 5 ½ 14lb/ft J55	73
4.4.2.2	Análise da conexão API 8 Round LTC 9 5/8 47lb/ft L80.....	75
4.4.2.3	Avaliação da pressão de contato nos <i>stab flanks</i> versus pressão interna. 78	
4.4.2.4	Comentário dos resultados e do procedimento adotado.....	79
4.4.3	Problema de excessiva plastificação e da ordem de aplicação das solicitações 79	
4.4.4	Avaliação do vazamento considerando o estado estrutural após a tração. 81	
4.4.4.1	Avaliação da resistência da conexão API 8 Round LTC 5 ½ 14lb/ft J55 82	

4.4.4.2	Visualização de possíveis efeitos plásticos prejudiciais sobre a envolvente de resistência.	85
4.4.4.3	Avaliação da resistência da conexão API 8 Round LTC 9 5/8 47lb/ft L80	86
4.5	INFLUÊNCIA DA PLASTICIDADE NO VAZAMENTO.....	88
4.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	90
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	93
5.1	CONCLUSÕES	93
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	94
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	97

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Ainda que novas tecnologias estejam disponíveis para substituir a geração de energia a partir de combustíveis fósseis, o uso de derivados do petróleo é, atualmente, indispensável para a produção de insumos, energia e bens em geral, na indústria e na sociedade. Duas das principais atividades da indústria petroleira são: a exploração e exploração de reservas naturais de petróleo. Estas duas atividades requerem a escavação de poços que permitam atingir as reservas para extrair material, processá-lo e demais atividades consequentes. Pelos efeitos das pressões devido às profundidades que devem ser penetradas no solo, é imprescindível a instalação de revestimento de aço nas paredes do poço escavado. Isto com objetivo de prevenir que as formações colapsem durante as atividades de escavação e extração de material.

O revestimento de poços de petróleo é composto principalmente por dois componentes estruturais, os tubulares e as conexões entre tubulares. Além de conter as geo-pressões, o revestimento cumpre a função de isolar os fluidos contidos dentro da coluna do ambiente subterrâneo, onde podem encontrar-se reservatórios de água subterrânea; servir como conduto de alta resistência para o material extraído; e atuar como suporte para o equipamento de superfície. Pelas distintas funções que o revestimento desempenha, a falha na coluna de revestimento de poço traz consigo severas perdas econômicas e ambientais. Falhas nas conexões entre tubulares são as mais frequentes e mais incertas. Assim o projeto de conexões requer de especial atenção.

A mecânica de corpos cilíndricos é bem conhecida na literatura. Há inúmeros modelos para descrever o fenômeno (KLEVER e TAMANO, 2006). No entanto, a complexa geometria das conexões é incompatível com estes modelos. Por essa razão, modelos para caracterizar a resistência de conexões são bastante simplificados e limitados.

Ainda que a normativa API possua equações para cálculo da resistência última, frente aos diferentes modos de falha das conexões, apresentam-se irregularidades segundo as pesquisas desenvolvidas. Por exemplo, a normativa API 5C3 propõe uma equação para estimar a capacidade ao vazamento que não contempla a variável de carga axial aplicada; porém, quase todos os estudos têm demonstrado que a ação da tração é prejudicial à resistência ao vazamento.

Em geral, o fabricante de tubulares deve conhecer e informar a capacidade da conexão. Esta qualificação das conexões é realizada, em geral, a partir de testes experimentais, que

resultam em uma envoltória de operação. Os testes têm custo elevado, além de consumir muito tempo. Neste contexto, a modelagem em elementos finitos é um apoio para a análise do comportamento estrutural de conexões. A análise numérica possui como vantagens permitir a visualização de grandezas de interesse nos componentes da conexão e na rosca. No entanto, um fator limitante em análises de conexões por elementos finitos é a representatividade do modelo, dada a complexidade do problema.

Na literatura, encontram-se estudos com vastos aportes que analisam distintos tipos de conexões de revestimento, em sua maioria apresentando boa concordância entre resultados experimentais e resultados numéricos, com o que se percebe que a análise numérica de conexões via modelos em elementos finitos é muito útil na avaliação do comportamento estrutural. Alguns estudos têm abordado a análise de conexões com modelos tridimensionais. Outros, procurando simplificar as análises, optam por modelagem bidimensional considerando axissimetria nas conexões, desprezando o efeito da hélice geométrica da rosca, o que visa produzir resultados coerentes com menor custo computacional. A maioria dos estudos enfocam-se na avaliação de conexões de revestimento, sujeitas a carregamentos de pressão interna, carga axial e ação do torque de aperto.

No entanto, com o desenvolvimento da tecnologia, numerosas explorações a maior profundidade e com maior complexidade têm sido realizadas, para encontrar novas fontes de petróleo. As explorações em maior profundidade incluem fenômenos como aumento severo nas pressões, temperaturas e, em geral, aumento dos carregamentos. Também existem incertezas significativas a considerar: as geo-pressões e gradientes de fratura da rocha, ao longo da coluna, são conhecidos de forma aproximada; os casos de carregamento possíveis são muitos, e as intensidades são estimadas; problemas construtivos e de operação podem afetar a estanqueidade da coluna, etc. Especificamente no caso das conexões, incertezas decorrentes de tolerâncias geométricas de fabricação são relevantes.

A análise numérica de conexões frente aos fenômenos que agem no projeto é um tema aberto a ser pesquisado, para um melhor entendimento do comportamento estrutural que contribua à diminuição de testes.

1.2 JUSTIFICATIVA

É fundamental garantir a integridade dos tubulares de revestimento e suas conexões. Qualquer falha estrutural ou de serviço de uma conexão pode comprometer a integridade do revestimento

de poço. Pelo anterior deve-se projetar a coluna de revestimento com robustez suficiente para que suporte as solicitações durante sua vida útil, impedindo que a estrutura seja danificada. Além de garantir a resistência ante as cargas, podem acontecer danos dentro da coluna ou fenômenos como corrosão e desgaste que podem alterar a resistência dos componentes do revestimento.

Dado que o componente estrutural da coluna de revestimento que comumente se manifesta mais incidência de falha são as conexões, é de extrema importância a necessidade de determinar seu comportamento e avaliar sua propensão à falha, tendo presente às diferentes aleatoriedades que possam apresentar-se durante sua vida de serviço.

Este trabalho se justifica dada a necessidade do entendimento das considerações mecânicas na modelagem de conexões de revestimento. De compreender o comportamento das conexões de revestimento frente às solicitações, e estudar os diferentes modos de falha a partir da busca de uma série de critérios que permitam reproduzir e caracterizar os mecanismos de falha.

Este trabalho é a primeira parte de uma série de estudos, onde se pretende abordar o problema da confiabilidade estrutural em conexões de revestimento. Num sentido mais amplo, pretende-se caracterizar a resistência e as solicitações incluindo variáveis aleatórias referentes às propriedades geométricas, materiais e próprias dos testes experimentais e da vida de serviço das conexões, por exemplo, comportamentos de degradação da resistência de material por corrosão, influência do composto de selo, ação da temperatura e da natureza do fluido contido. Partindo da definição da resistência e solicitação em função das variáveis aleatórias, se definiriam as equações de estado limite e aplicando métodos de confiabilidade estrutural se calculariam as probabilidades de falha das conexões para assim avaliar a segurança e a propensão aos modos de falha das conexões de revestimento. No futuro, mas com base neste trabalho, pretende-se abordar o problema da confiabilidade de conexões, utilizando como modulo de testes o modelo em elementos finitos aqui desenvolvido.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é propor um método para a análise numérica e para a análise de modos de falha de conexões entre tubulares de revestimento de poço para as ações de torque de aperto, carga axial e pressão interna. Os objetivos específicos para atingir o objetivo geral, são os seguintes:

- a) Propor um método para a modelagem em elementos finitos de conexões de revestimento.
- b) Criar um modelo numérico, discretizado em elementos finitos, de uma conexão e validá-lo a partir dos resultados disponíveis na literatura.
- c) Estudar os modos de falha da conexão modelada.
- d) Adotar critérios para representar os modos de falha da conexão escolhida para modelagem.
- e) Avaliar a capacidade da conexão ante os modos de falha, com o modelo numérico desenvolvido.

1.4 METODOLOGIA

Para o desenvolvimento deste trabalho, é necessária uma revisão prévia da literatura referente à visão global do projeto de revestimento de poço, passando posteriormente ao caso pontual da revisão bibliográfica de modelamento de conexões, o estado do estudo dos modos de falha e acerca de critérios utilizados para caracterizar falhas. É indispensável conhecer as normas que regem o projeto de revestimento de poços e conexões, onde se divulgam, por exemplo, as geometrias, as equações para cálculo de capacidade, os processos para testes de conexões, os torques de aperto sugeridos e as tolerâncias especificadas para diferentes grandezas geométricas. Para modelagem em elementos finitos, escolhe-se a conexão API 8 Round 9 5/8 L-80, já que duas referências consultadas tinham resultados para validar o modelo numérico desta conexão. Desenhou-se a geometria nominal da conexão em CAD e importou-se este modelo ao programa de elementos finitos Abaqus (DASSAULT SYSTEMES SIMULIA, 2014). Seguidamente, se calibrou o modelo com os resultados da referência, com os valores de torque de aperto exigidos por norma e com comportamentos característicos observados na literatura.

Posteriormente realizou-se um estudo de modos de falha por desacoplamento e vazamento da conexão, adotando critérios propostos na literatura. Com o objetivo de fundamentar o procedimento e critérios utilizados para avaliar o vazamento da conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L80, foi modelada uma conexão API 8 Round 5 1/2 14 lb/ft J55 com a finalidade de fazer um estudo comparativo da resistência ao vazamento estimada neste trabalho e a capacidade proposta por SCHWIND et al. (1995).

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

Este trabalho está organizado em cinco capítulos. No presente capítulo pretendeu-se introduzir ao leitor o conteúdo do trabalho, partindo de uma contextualização à temática a ser abordada, os objetivos a serem atingidos, a metodologia abordada e a justificativa do trabalho.

No segundo capítulo é realizada uma revisão bibliográfica sobre a visão geral do projeto de revestimento de poço, abordando mais especificamente a revisão literária do projeto de conexões. Apresenta-se uma revisão do modelamento numérico de conexões na literatura e dos avanços sobre a avaliação de falha de conexões a partir de modelos numéricos e de observações experimentais.

O capítulo três apresenta o procedimento para modelagem numérica de uma conexão API 8-Round 9 5/8, a calibração do modelo com os resultados disponíveis na literatura e uma análise do comportamento global da conexão, comparada qualitativamente com observações em diferentes estudos e normas.

No quarto capítulo, é realizada uma análise de modos de falha para a conexão API 8-Round 9 5/8. Em particular enfatiza-se a análise por desacoplamento, que resulta crítico após o cálculo da capacidade da conexão à solicitação axial por meio do API 5C3, e na análise de vazamento, adotando critérios e hipóteses derivados da bibliografia. Finalmente no capítulo quarto se reproduzem, com o modelo numérico desenvolvido, os efeitos pela ação da plasticidade, comentados na literatura. Permitindo verificar a importância dos efeitos plásticos sobre as pressões de contato nos filetes e em consequência sobre a estimação da resistência ao vazamento em conexões.

No quinto capítulo se apresentam as conclusões do trabalho e finalmente se exibem as sugestões para pesquisas futuras.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Neste capítulo, é apresentada uma revisão bibliográfica dos conceitos e estudos fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho. Em princípio são expostas as definições, características e normativas referentes ao projeto de revestimento de poço e conexões. Posteriormente, é apresentada a revisão na literatura sobre o modelamento em elementos finitos de conexões, comentando as distintas considerações, simplificações e resultados. Finalmente, é feito um breve compendio do estudo da caracterização da falha das conexões a partir de modelos em elementos finitos e testes experimentais.

2.2 REVESTIMENTO

O revestimento de poços está composto de dois componentes estruturais principais: os tubulares e as conexões. É projetado para suportar as solicitações que agem durante as operações de assentamento, cimentação, perfuração e operação. Ao longo do poço encontram-se diferentes formações e pressões, que podem gerar instabilidades nas paredes do poço; é por isso que a perfuração e instalação do revestimento é feita por etapas. São utilizados diferentes tamanhos de revestimento à medida que se avança em profundidade; estes são qualificados de acordo com seu tamanho, profundidade de instalação e função em: Casing Pipe (especificamente usado em ambiente marinho), Duto Condutor (*Conductor Pipe*), Revestimento de Superfície (*Surface Casing*), Revestimento Intermédio (*Intermediate Casing*), Revestimento de Produção (*Production Casing*) e Liners. O dimensionamento (comprimento, material, diâmetro) do revestimento varia de acordo com as condições do poço. Na Figura 1 ilustra-se o revestimento típico de poços.

As principais funções do revestimento de poços são evitar o colapso de formações, servir como um conduto de alta resistência para os fluidos de perfuração e os fluidos de produção, e servir de suporte a equipamentos de superfície. As falhas no revestimento trazem grandes prejuízos econômicos e ambientais por serem estruturas altamente custosas e imersas tanto em ambientes marinhos como subterrâneos, com possíveis formações de água subterrânea.

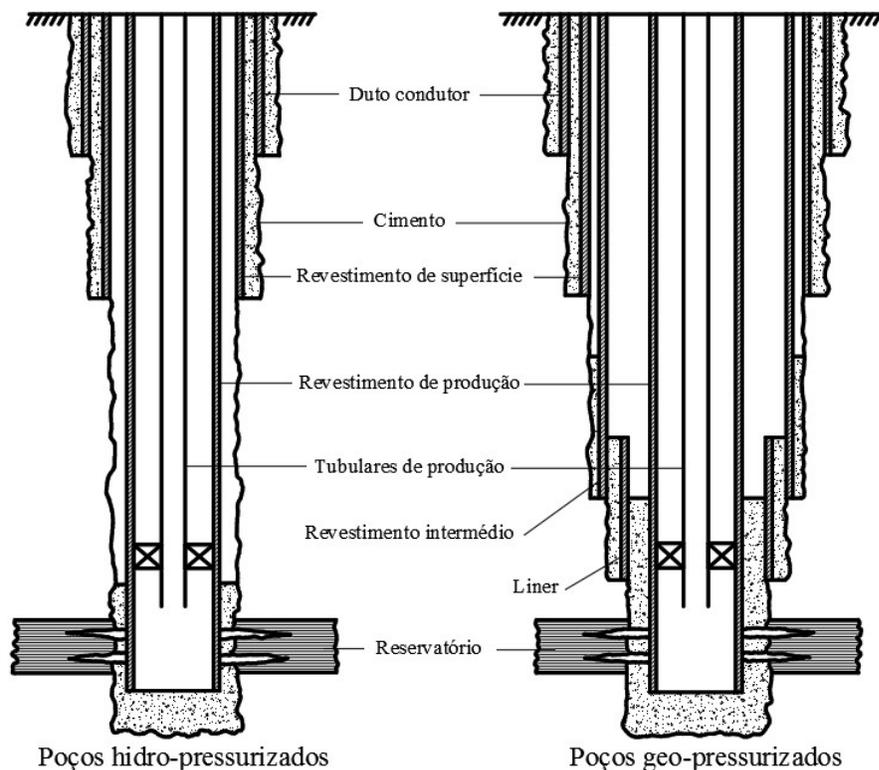


Figura 1. Revestimento típico de poços (adaptado CHILINGARIAN; RAHMAN, 1996).

A coluna de revestimento de poço está submetida principalmente a carregamentos axiais, pressões externas e internas. Além das cargas axiais a tração pelos efeitos do peso próprio da coluna de revestimento, também são induzidos esforços axiais por flexão quando o revestimento é instalado em poços desviados. Adicionalmente pode-se evidenciar solicitação por compressão que tem como origem a força normal de contato da coluna de revestimento com a sapata de fundação ou pela ação da pressão de empuxo de fluidos. Pelos efeitos da compressão é possível afetar a estabilidade da coluna de revestimento incorrendo em fenômenos como flambagem. Os efeitos da compressão mostram-se na Figura 2. As pressões externas são produto da pressão hidrostática nas formações fora do revestimento. Estas aumentam consideravelmente em formações plásticas de argila e sal. As pressões internas são originadas pela ação da coluna de fluido contida no revestimento. A solicitação por pressão interna pode ser alterada pelo efeito de eventuais *kicks* que são gerados pelas altas pressões encontradas nas formações, que acabam deslocando fluidos para dentro da coluna de revestimento aumentando subitamente a pressão interna. Geralmente, as pressões internas e cargas axiais de tração, levam à falha por ruptura, e pressões externas ao colapso.

As resistências dos tubulares de revestimento, associadas aos modos de falha, são definidas na norma API em função do material e geometria dos tubulares.

O comportamento das conexões é diretamente influenciado pelas cargas que suporta o revestimento. Além de suportar as cargas, como componente estrutural, as conexões por sua particularidade de ser um acoplamento não monolítico, são propensas a permitir vazamento, mas devem ser idôneas para impedi-lo.

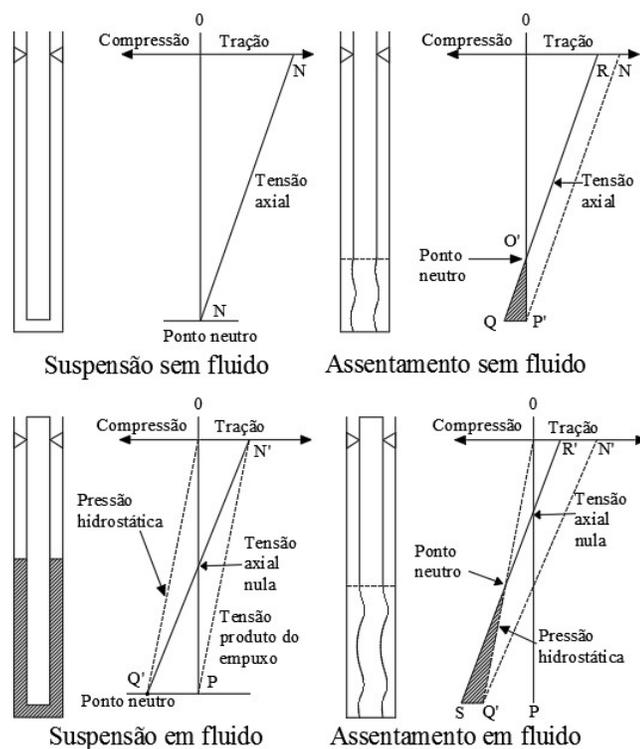


Figura 2. Efeito da carga compressiva, originada na pressão hidrostática e pressão de contato com formações, na distribuição de tensões axiais na coluna de revestimento. (adaptado CHILINGARIAN; RAHMAN, 1996)

2.3 CONEXÕES

As conexões são pequenos trechos de duto utilizados para acoplar duas extremidades de revestimento. Elas são projetadas para suportar principalmente carregamentos axiais e ao mesmo tempo conter pressões internas e externas.

A resistência das conexões é dada principalmente pela ação estrutural que aporta a geometria de rosca. As principais características da rosca são (conforme Figura 3):

- Forma: As formas mais comuns de roscas são de tipo arredondadas, quadradas e de forma em *V*. A normativa API (*American Petroleum Institute*) provê as especificações para três tipos de conexões: de roscas arredondadas (ver Figura 4) e quadradas, típicas de conexões *Buttress* (ver Figura 5) e *Extreme-Line* (ver Figura 6). No entanto, existem outros tipos de conexões proprietárias com diferentes tipos de forma de rosca, aquelas conexões estão fora do alcance das normativas internacionais.
- Afunilamento: Se define como a variação do diâmetro da rosca respeito ao comprimento da mesma. Um afunilamento mais íngreme, com uma conexão mais curta, agiliza a composição da coluna de revestimento. Porém torna-se maior a probabilidade de falha por desacoplamento da conexão. Quanto menor é o comprimento da rosca, mais provável é a ocorrência de falhas da conexão por cisalhamento, dada a alta percentagem da força suportada pelos poucos filetes.
- Altura: É a distância entre a crista e o vale da rosca, medida perpendicularmente ao eixo da mesma. Uma maior altura da rosca diminui a probabilidade de falha por desacoplamento, porém, a espessura crítica do material nas roscas também diminui.
- Passo: É definido como a distância de um ponto de um filete da rosca ao correspondente ponto no filete adjacente. A distância é medida paralelamente ao eixo da rosca.
- Diâmetro do passo: É o diâmetro do cone imaginário que bissecta um filete de rosca na metade da distância entre sua crista e seu vale.

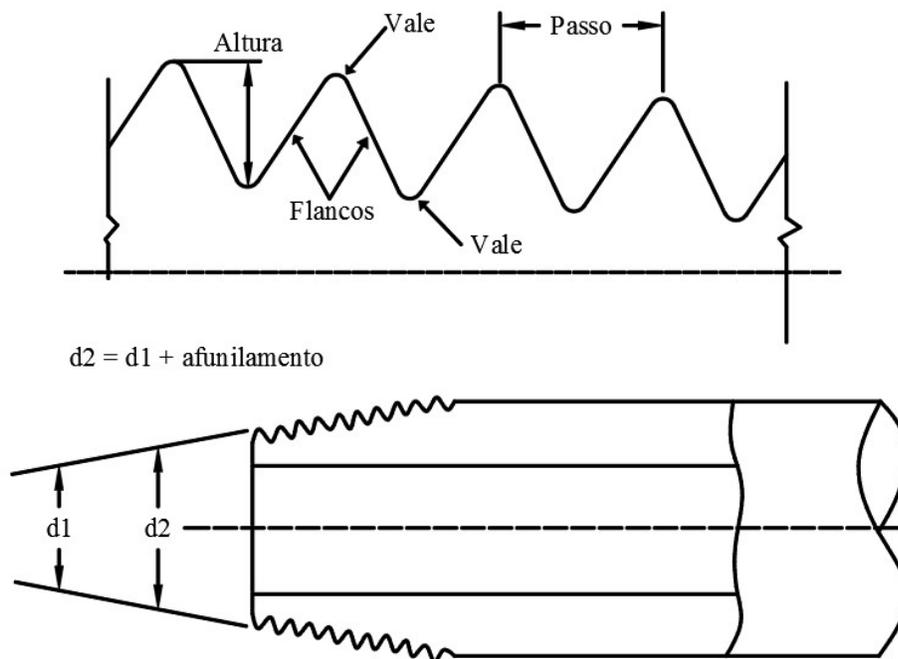


Figura 3. Características geométricas principais de uma rosca. (adaptado CHILINGARIAN; RAHMAN, 1996)

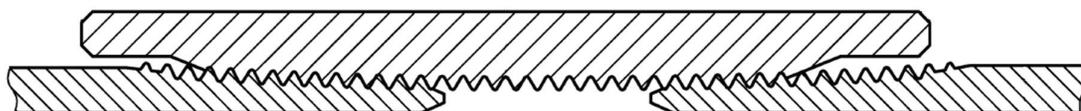


Figura 4. Tubulares e acoplamento de revestimento arredondada curta e longa. Adaptado API 5CT.



Figura 5. Tubulares e acoplamento de revestimento com filetes tipo *Buttress*. Adaptado API 5CT.

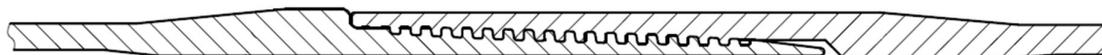


Figura 6. Tubulares e acoplamento de revestimento com conexão tipo *Extreme Line*. Adaptado API 5CT

As conexões de revestimento geralmente são classificadas pela capacidade a tração e pela capacidade ao vazamento, dados obtidos com base em testes. As falhas estruturais de conexões mais comuns são (CHILINGARIAN e RAHMAN, 1996):

- Desacoplamento (*jumpout*): Neste tipo de falha, o conector macho (pino) e fêmea (caixa) se separam com pouco ou nenhum dano à rosca. Numa falha por compressão, o pino avança mais para dentro da caixa. SHUANLU et al. (2006) relacionam este tipo de falha com a aplicação de torque de aperto inadequado e solicitações de impacto durante a introdução da coluna de revestimento no poço.
- Fratura: Uma fratura ocorre quando a seção rosqueada do pino se separa do corpo do tubular ou ocorre uma divisão axial do acoplamento. Geralmente isto ocorre no último filete engrenado da rosca, na região mais afastada do fim do pino, pelas altas tensões quando a conexão é solicitada a tração.
- Cisalhamento de filetes: refere-se ao rasgamento de filetes de rosca do pino e/ou da caixa.

Ainda que o vazamento não seja uma falha estrutural que leve a um estado limite último à conexão, constitui uma falha por serviço muito importante e comum que pode comprometer a função da coluna de revestimento de conter fluidos internos e impedir a entrada de fluidos externos (estanqueidade). O aporte da resistência ao vazamento é dado principalmente por:

- A pressão que ocorre entre os filetes da conexão, produto da aplicação do torque de aperto (*Make-Up Torque*) além de um composto selante (*Dope Seal*) para encher os espaços entre cristas e vales da rosca de conexão, ver Figura 7. Um torque de aperto excessivo gera grandes pressões de contato que podem causar desgaste de filetes e escoamento da união.
- Selo metal-metal, dado pela pressão de contato entre filetes (*Radial Seal*) ou a pressão entre o pino e a caixa com um ombro de contato (*Shoulder Seal*) que consiste em um elemento geométrico que no aperto da conexão gera pressões de contato que aportam resistência ao vazamento (Figura 7). Os ombros de contato são comuns em conexões *Extreme-Line* e na maioria das conexões proprietárias.

Falhas nas conexões são propiciadas por fenômenos como: desgaste de filetes, corrosão, atrito e torque de aperto excessivo, concentração de tensões nos vales da rosca, entre outros.

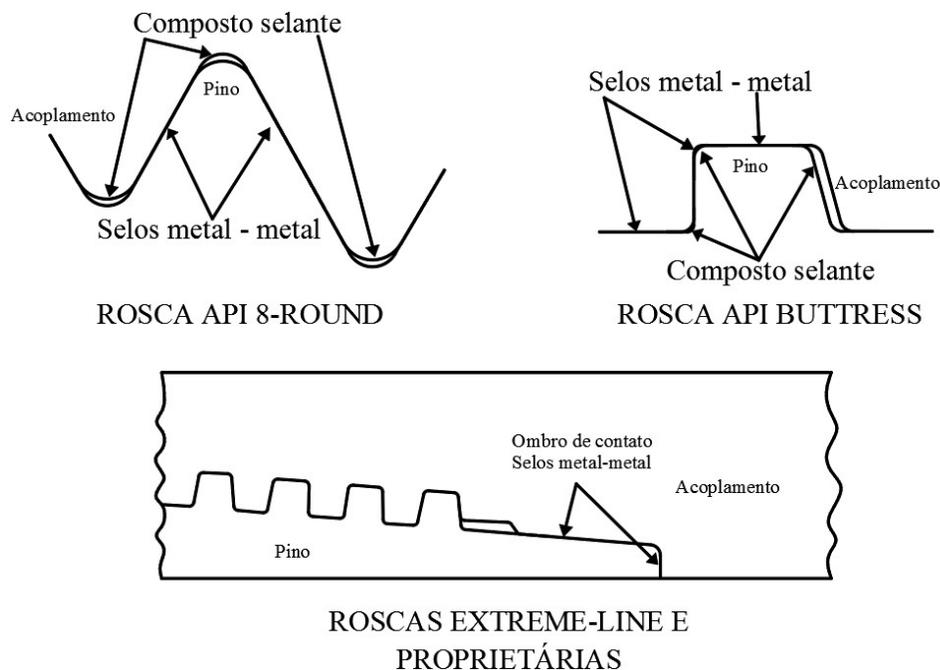


Figura 7. Selos por interferência de filetes (*Dope Seals*). Selos por contato entre filetes (*Radial Seal*) com ombro de contato (*Shoulder Seals*). Conexão arredondada; Conexão *Buttress*; Conexões *Premium*. (adaptado CHILINGARIAN; RAHMAN, 1996).

2.4 MODELAGEM EM ELEMENTOS FINITOS DE CONEXÕES

Experimentos em escala real de conexões de revestimento são em general caros e demandam de muito tempo para sua realização. Modelos numéricos surgem como alternativa ou complementação a testes. Dependendo de um adequado estudo sobre a natureza do problema e considerando hipóteses adequadas a ser aplicadas ao modelo em elementos finitos, pode-se obter um excelente grau de aproximação do modelo à resposta real do problema, sendo útil para avaliação da influência das solicitações nos modos de falha.

Além de estudos de conexões de revestimento, conexões de coluna de perfuração, têm sido estudadas na literatura. As solicitações na coluna de perfuração se diferenciam principalmente da coluna de revestimento pelas solicitações dinâmicas contínuas. Nas conexões da coluna de perfuração o papel da fadiga é relevante.

Encontra-se, na revisão bibliográfica, um estudo de conexões de tubulares de extração. O papel do desgaste na rosca é importante neste tipo de conexões que se submetem a processos de engrenagem e desengrenagem contínuos. Estes fenômeno apresenta-se também em conexões de revestimento, sendo promotor de falhas de serviço e estruturais (YUAN et al., 2006).

O papel da fadiga e desgaste da rosca encontra-se fora do foco deste trabalho. Porém as considerações mecânicas para modelagem, por serem muito similares, auxiliam na modelagem em elementos finitos das conexões de revestimento deste trabalho. Por este motivo alguns estudos relevantes são apresentados.

2.4.1 Estudos de conexões baseados no MEF

Na tabela 1, mostra-se um compendio dos estudos de conexões onde se indicam os tipos de conexões analisadas, considerações de modelagem (consideração de axissimetria ou modelagem tridimensional, inclusão de não linearidade física -NLF- e geométrica -NLG) e solicitações consideradas nas análises. Em geral os modelos numéricos de conexões se caracterizam por incluir três não linearidades: contato, física e geométrica.

Apresentam-se a continuação, aportes de importância dos estudos apresentados na Tabela 1.

Os estudos de ASBILL et al. (1984) e de SCHWIND (1987) enfocam-se em comparar as respostas de modelos numéricos axissimétricos com equações derivadas do estudo elástico da interferência entre cilindros, para calcular tensões em conexões, obtendo resultados favoráveis; porém com variações produto dos efeitos estruturais locais aportados pela presença dos filetes. ASBILL et al. (1984b) estudam, semelhantemente a ASSANELLI e DVORKIN (1993), a influência da incompatibilidade entre os afunilamentos do pino e da fêmea, no comportamento estrutural dos componentes. Notando repercussões da incompatibilidade na plastificação excessiva nos filetes extremos, por causa de grandes pressões de contato desenvolvidas nos extremos da rosca.

TAFRESHI e DOVER (1993) e BAHAI (2001), determinam fatores de concentração de tensão nos vales dos filetes das conexões de colunas de perfuração de poços, com o fim de prever a atuação da fadiga na integridade das conexões, em sua vida útil. O torque de aperto simula-se no estudo de TAFRESHI e DOVER (1993) partindo da superposição das superfícies no ombro de contato, como também se faz no estudo de LIN et al. (2011). Da solução da superposição, pelos efeitos compressivos da pressão resultante no ombro de contato, gera-se uma solicitação axial nos filetes que imita os efeitos do torque de aperto. Da análise se observa que os lugares com maior concentração de tensões e pontos mais susceptíveis a sofrer danos por fadiga, são: o primeiro filete engrenado do macho e o último filete engrenado da fêmea,

como se corrobora por MACDONALD e DEANS (1995). Do estudo de BAHAI (2001) destaca-se o uso de submodelos nas análises.

CHEN et al. (2013) e DI et al. (2012) comentam a importância do uso de modelos tridimensionais para representar de maneira mais real o processo de aperto, que inclui aplicação da torção. SHAHANI e SHARIFI (2009) comentam a importância de utilizar modelos tridimensionais já que, ainda que a distribuição de tensões seja muito similar aos modelos axissimétricos, a resposta difere. Isto também é mostrado por TAFRESHI e DOVER, (1993), onde nos modelos axissimétricos se tende a sobrestimar os máximos valores de fatores de concentração de tensões que se apresentam nos vales dos filetes críticos. Segundo SHAHANI e SHARIFI (2009), as diferenças nas respostas dos modelos bidimensionais em relação aos tridimensionais implicam que os valores de concentração de tensão, grandezas de extrema importância na análise de fadiga, dependem fortemente das geometrias de hélice, aspecto desconsiderado na modelagem axissimétrica. Como comentam MACDONALD e DEANS (1995), assumir axissimetria supõe uma grande limitação, pois a simplificação não permite analisar os efeitos da geometria de hélice da rosca e o comportamento dos filetes extremos da rosca. Este último problema é causado pela representação axissimétrica, que faz que a geometria dos filetes extremos mude pela utilização de planos de axissimetria aleatórios. Este último problema, é abordado por DRAGONI (1994), que mostra melhora na representação das pressões nos extremos da rosca, utilizando diferentes modelos bidimensionais de elementos finitos de uma mesma conexão, com diferentes planos de axissimetria. Contudo, os modelos axissimétricos são bastante utilizados na análise de conexões de revestimento e testes têm demonstrado sua fiabilidade.

Na

Figura 8, se mostra uma análise de convergência para uma malha de elementos finitos típica, em modelos bidimensionais, onde um maior refinamento se apresenta nos filetes, lugar onde acontece o contato entre as superfícies, e se detectam a maioria de efeitos locais.

Tem-se comentado da importância da inclusão de diferentes fenômenos na análise numérica de conexões com o objetivo de que o modelo seja fidedigno ao problema real. Nos modelos numéricos de DVORKIN e TOSCANO (2003), por exemplo, inclui-se o efeito do lubrificante no acoplamento Premium: é sabido que o excesso de lubrificante, ainda que diminua desgaste dos filetes, pode ficar preso nos filetes ou nos selos metal-metal e originar pressões adicionais que levam a níveis maiores de pressão e deformação da conexão. Os autores

comentam a importância de algoritmos de contato que tenham em conta grandes deslizamentos e separação entre superfícies.

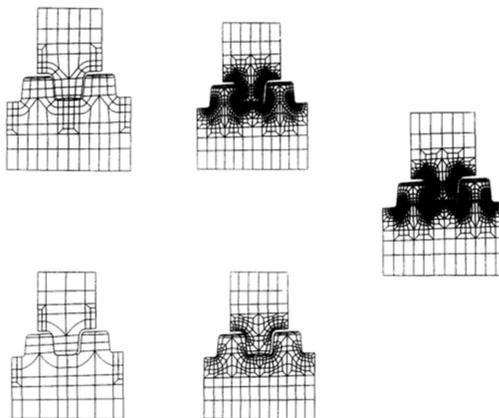


Figura 8. Discretização da malha de elementos finitos para conexões. (MACDONALD; DEANS, 1995).

ZHANGHUA et al. (2004), estudam o problema de falha por desacoplamento, onde nota-se maior resistência a tração por parte das conexões de filete quadrado que em conexões de filete arredondado. Um estudo paramétrico permite observar que a menores valores de ângulo de flanco a resistência das conexões ao desacoplamento melhora. Sobre o afunilamento, BARAGETTI (2002), analisa uma conexão para diferentes valores de afunilamento; onde nota-se uma melhora na distribuição dos esforços nos filetes para menores valores de afunilamento, além da redução da percentagem de força suportada pelo filete crítico (primeiro filete engrenado do pino e último da fêmea). Isto supõe, segundo BARAGETTI (2002), melhores capacidades de uma conexão em relação a fenômenos como desgaste e fadiga. É interessante do estudo de BARAGETTI (2002) e também de BARAGETTI e TERRANOVA (2004) a maneira como se modela o torque de aperto: sobre o ombro de contato da conexão é imposta uma solicitação por temperatura que acaba por induzir nele esforços axiais e, por reação na estrutura, pressões de contato nos filetes.

YUAN et al. (2004) e YUAN et al. (2006), comprovam que os maiores valores de temperatura, produto da fricção, se concentram nos filetes extremos da conexão. Estas observações indicam processos de desgaste nesses filetes. Resultados experimentais se utilizam para verificar a predição de fenômenos de desgaste baseadas num modelo em EF.

SHAHANI e SHARIFI (2009) em acordo com BARAGETTI e TERRANOVA (2004), observam que o aperto, contribui na diminuição no percentual de carga suportado pelo filete crítico da conexão, quando aplicada a solicitação axial, o que supõe uma redistribuição de

carregamento nos filetes intermediários. Também se observa, tal qual no estudo de YONG et al. (2015), que a aplicação de torque de aperto diminui a variação de carregamento suportado em cada filete quando ocorrem variações de carga axial, o que impede grandes variações de deformação, que se traduz, ultimamente, em melhor comportamento a fadiga e aumento da vida útil dos componentes. Observa-se que o torque de aperto contribui na diminuição dos valores de fatores de concentração de tensões.

Sobre fadiga em conexões, LUO e WU (2013), encontram que a falha se deve principalmente à contribuição da flexão sobre os esforços axiais, e ocorre principalmente no primeiro vale da conexão, por causa de grandes concentrações de tensão, que tendem a gerar fissuras e propagação destas.

Análises de conexões submetidas a solicitações cíclicas de temperatura, são analisadas por XIE e TAO (2010, 2013). O principal interesse em analisar conexões de revestimento submetidas a altas temperaturas, deve-se às maiores profundidades de poços, além de processos utilizados para extração de cru pesado como a estimulação cíclica por vapor (CSS) e drenagem por gravidade e assistência de vapor (SAGD). Altas temperaturas originam deformações plásticas nas conexões, que resultam na redução da resistência. Para altas temperaturas recomenda-se a utilização de conexões *Premium* para melhora do selo na coluna de revestimento. XIE e TAO (2010) comentam a necessidade da análise do impacto da corrosão em conexões, e a redução da resistência do aço no tempo, por efeitos de envelhecimento por deformação.

Projeto	Autor	Tipo de conexão				Considerações de modelagem				Solicitações Consideradas					
		API arredondada	API Buttress	API Extreme-Line	Outras / Proprietárias	Axissimetria	Tridimensional	NLF	NLG	Torque de aperto	Axial	Pressão Interna	Pressão externa	Flexão	Temperatura
REVESTIMENTO	ASBILL et al. (1984, 1984b, 1984c)	x				x				x	x	x			
	SCHWIND (1987)	x				x				x	x	x			
	SCHWIND e WOOLEY (1989)	x				x									
	SCHWIND et al. (1995)	x	x			x		x	x	x	x	x			
	ASSANELLI e DVORKIN (1993)	x	x		x	x		x	x	x	x	x			
	ASSANELLI et al. (1997)	x				x		x	x	x	x	x			
	DVORKIN e TOSCANO (2003)				x	x		x	x	x	x	x			
	ZHANGHUA et al. (2004)	x	x			x		x		x	x				
XIE e TAO (2010, 2013)	x	x		x	x		x	x	x	x			x	x	
PERFURAÇÃO	TAFRESHI e DOVER (1993),				x	x	x			x	x			x	
	BAHAI (2001)				x	x				x				x	
	MACDONALD e DEANS (1995)				x	x		x	x	x	x			x	
	BARAGETTI (2002)				x	x		x		x	x				
	BARAGETTI e TERRANOVA (2004)				x	x		x		x	x				
	SHAHANI e SHARIFI (2009)				x		x	x		x	x				
	LIN et al. (2011)				x	x		x		x	x	x	x		
	CHEN et al. (2013)				x		x	x		x	x			x	
	LUO e WU (2013)				x	x		x		x	x			x	
	YONG et al. (2015)				x	x		x		x	x				
TUBULARES DE PRODUÇÃO	YUAN et al. (2006)	x				x	x	x	x	x	x				

Tabela 1. Estudos de conexões pelo MEF. Características e considerações.

2.4.2 Estudo dos modos de falha em conexões

A continuação se apresentam estudos, avanços e critérios estabelecidos para a análise de modos de falha em conexões baseados no uso de modelos em elementos finitos. A literatura de conexões de perfuração e de tubulares de produção é desconsiderada por tratar-se maioritariamente de análises de fadiga e desgaste.

ASBILL et al. (1984c) analisam a falha por vazamento numa conexão API 8 Round. Comentam que as pressões nos *stab flanks* devem ser o critério a utilizar para caracterizar a falha por vazamento, em contraste à ideia que a falha por vazamento ocorre pela folga entre os vales e as cristas. Este critério é proposto em razão da evidência de que o incremento da folga, entre o vale e crista, produto da tração, é insignificante em comparação à redução da pressão nos *stab flanks*. Sendo este último efeito o fator estrutural crítico para quebrar a barreira de resistência da conexão à penetração de fluidos. Se propõe no estudo, que o estado limite de vazamento deve ser quando a pressão de contato máxima nos *stab flanks* tem menor valor que a pressão interna do fluido. Nos flancos de carga a pressão de contato nos filetes incrementa-se pela ação da tração e, desta maneira, despreza-se seu comportamento na estimação da resistência ao vazamento. SCHWIND (1987), compara o mecanismo de resistência ao vazamento das conexões com aquele das juntas mecânicas. Usando como parâmetro para caracterizar vazamento um fator de efetividade de selo m , que é calculado como na equação 1, onde P_c e P_i são as pressões de contato nos *stab flanks* e a pressão interna do fluido, respectivamente. O fator de efetividade m é considerado proporcional à capacidade do selo. ASSANELLI et al. (1997), utilizam este critério, encontrando pouca representatividade do critério na avaliação da falha, quando testadas as conexões contendo gás; e comentando também, que o comportamento da resistência ao vazamento depende fortemente do composto de selo aplicado ao montar a conexão.

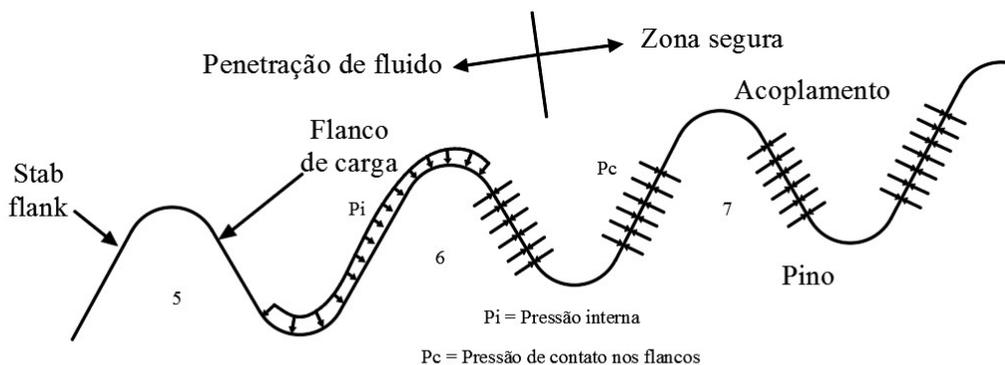
$$m = \frac{P_c}{P_i} \quad (1)$$

SCHWIND e WOOLEY (1989) comentam dois critérios: o primeiro, que a falha acontece se a pressão interna excede a pressão de contato nos *stab flanks*; e o segundo, que ocorre vazamento se a pressão de contato nos filetes é nula, sendo o primeiro critério mais conservador e mais utilizado (veja Figura 9). SCHWIND e WOOLEY (1989) expõem também a necessidade de avaliar a falha ao vazamento tendo em conta a sequência de aplicação das cargas, já que deve ser representativa da situação de serviço das conexões. A situação mais

crítica para avaliar a falha em conexões se consegue aplicando a carga axial após o torque de aperto e, posteriormente, aplicação da pressão interna. Esta ordem de cargas corresponde à situação real pois a coluna de revestimento suporta continuamente solicitações axiais e a pressão interna é adicionada. A situação crítica é dada em virtude da diminuição das pressões de contato nos *stab flanks*. Em contraposição, a sequência de aplicação do torque de aperto, pressão interna e posterior aplicação de carga axial; ou a aplicação simultânea de pressão interna e carga axial, típica nos testes hidrostáticos, se traduz no incremento das pressões de contato nos filetes pela ação antecipada da pressão interna; resultando na superestimação da resistência.

Em posterior estudo SCHWIND et al. (1995), a partir de testes, comprovam que a plastificação da conexão por efeito da pressão interna influi na diminuição da resistência ao vazamento. A plastificação leva à expansão do acoplamento, que após a despressurização leva a diminuição das pressões de contato nos filetes. Fenômeno que explica o porquê as conexões tendem a vazar para pressões menores do que as esperadas, após a despressurização e aplicação sucessiva de pressão interna. Para conexões API 8 Round, além dos critérios mencionados, enfatiza-se a observação do comprimento em contato da rosca. Segundo os autores, se o comprimento em contato dos *stab flanks* ao longo da conexão é muito baixo, é esperado que a conexão sofra vazamento. Os parâmetros de pressões de contato e comprimento de selo são utilizados por DVORKIN e TOSCANO (2003) como parâmetros para caracterizar a resistência ao vazamento de conexões proprietárias, focando no estudo do selo metal-metal, dado pela pressão no ombro de contato da conexão. Ainda com os critérios aplicados para a análise de vazamento, DVORKIN e TOSCANO (2003) comentam que não existe um método padronizado para estimar quantitativamente a capacidade ao vazamento em conexões; porém, comenta-se, que critérios podem utilizados para avaliar o potencial de selo.

MURTAGIAN et al. (2004), por meio da observação das taxas de escape de gás, em relação à pressão interna aplicada, conseguem observar um fenômeno interessante: sem o uso de composto de selo, a taxa de vazamento é proporcional à pressão interna, pelo contrário, para o caso do uso de composto de selo, a taxa de fuga de fluido mantém-se nula até que subitamente a taxa de fuga se eleva a níveis inadmissíveis. Este efeito deve-se, segundo os autores, à extrusão do composto e a perda total da capacidade. Os autores propõem um modelo numérico para avaliar o vazamento em conexões *premium* em presença de selos metal-metal e na presença ou ausência de composto selante, mostrando coerência entre o modelo adotado e testes de conexões. Os critérios propostos dependem principalmente das pressões médias nos selos e da longitude do selo, valores que são função das pressões internas.



Critério de falha 1 = Se $P_i > P_c$ ocorre penetração do fluido no stab flank 7.

Critério de falha 2 : Se $P_c = 0$ ocorre penetração do fluido no stab flank 7.

Nos flancos de carga, P_c aumenta com a tração e pressão interna. Portanto sua magnitude é desconsiderada.

Figura 9. Ilustração dos critérios de falha para vazamento, segundo análises de pressões nos filetes (adaptado SCHWIND; WOOLEY, 1989).

XIE e TAO (2010) comprovam que as altas temperaturas e as mudanças térmicas cíclicas reduzem as pressões entre filetes e nos selos metal-metal. O fenômeno leva as conexões à perda da capacidade a conter fluidos internos. Mencionam a necessidade de ter em conta as propriedades do composto de selo - em acordo com BADICIOIU e TEODORIU (2007), pela grande influência que este tem na resistência ao vazamento e as geometrias das folgas entre filetes - como a área transversal ocupada pelo composto, que terminam sendo caminhos por onde o composto de selo pode ser expulso pela ação da pressão interna, ou modificadas suas propriedades pela ação da temperatura.

Respeito ao desacoplamento, comprova-se no estudo de ASSANELLI e DVORKIN, (1993), e no estudo de XIE e TAO (2010), a partir da análise do afastamento dos filetes de conexões a tração e compressão, que as conexões API 8-Round não podem suportar tensões de tração perto do limite elástico, pois falham pelo efeito de desacoplamento. As conexões *buttress*, pelo contrário, não apresentam este comportamento, podendo ser solicitadas para valores de tensão do tubular incluso maiores que a tensão de escoamento. ASSANELLI et al. (1997) definem o estado limite à falha por desacoplamento quando o primeiro filete da conexão se desenhaixa do vale adjacente, sendo de extrema importância a avaliação do afastamento dos filetes em função da carga axial.

3 MODELAGEM NUMÉRICA DE CONEXÕES

3.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Para estudar e comprovar a capacidade de serviço das conexões, geralmente são feitos ensaios pelo fabricante. A modelagem em elementos finitos é uma prática amplamente aceita em uso conjunto com experimentos para avaliar o comportamento de conexões frente às cargas de serviço. Uma das principais vantagens da modelagem numérica é que permite estimar os valores das tensões e deformações em todo o domínio da conexão. Ademais, mudanças de carregamentos e geometria podem ser feitas no software, permitindo ter uma visão do comportamento paramétrico das conexões.

Este capítulo tem por objetivo detalhar e realizar o procedimento para modelagem numérica de conexões de revestimento utilizando o método dos elementos finitos. São expostas as considerações adotadas para a modelagem, assim como os resultados, sustentados em resultados disponíveis na literatura. Os objetivos da análise são verificar se o método de modelagem é confiável, para futura análise dos modos de falha em diferentes tipos de conexões de revestimento de poços.

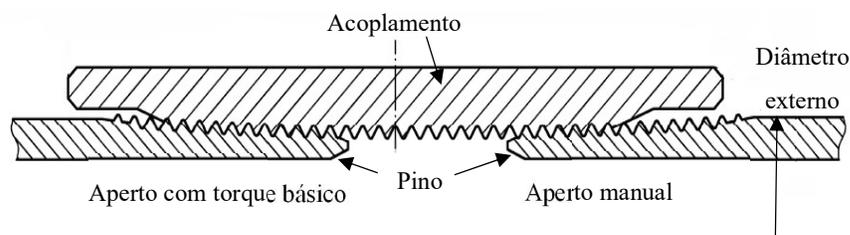
3.2 CRITÉRIOS DA MODELAGEM

A continuação, são apresentados os critérios adotados na modelagem em elementos finitos. O processo é descrito para uma conexão API 8-Round LTC de 9 5/8'' de diâmetro, 47 lb/ft de massa e material aço L-80. A modelagem numérica é elaborada no programa de elementos finitos Abaqus (DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA, 2014).

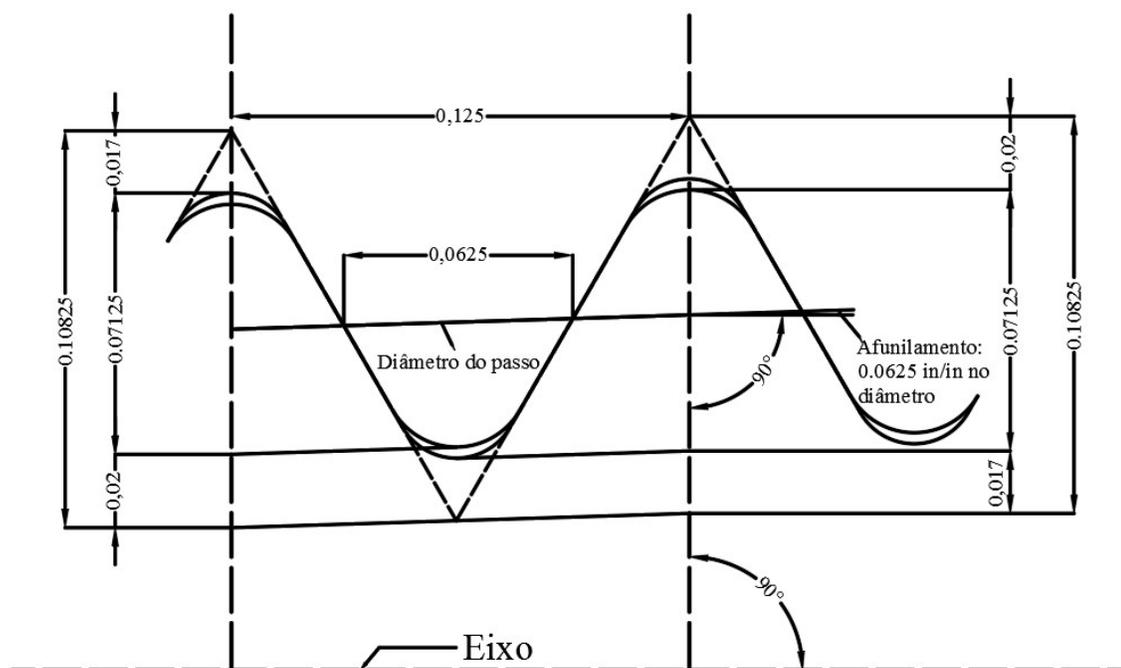
3.2.1 Propriedades geométricas

Todas as dimensões do acoplamento e do tubular, assim como a geometria dos filetes, são modeladas de acordo com as dimensões e tolerâncias da norma API 5B (API, 2008) e API 5CT (API, 2011). O esquema transversal da conexão API 8 Round LTC, na configuração de aperto manual e aperto com torque básico, e o detalhe geométrico dos filetes são mostrados na Figura 10. O modelo em elementos finitos da conexão é formado por dois corpos: o corpo do

acoplamento (caixa) e o corpo do tubular (pino), que interagem estruturalmente por meio do contato entre os filetes.



a) Esquema conexão API 8 Round



b) Detalhe geométrico dos filetes da conexão, medidas em polegadas
 Figura 10. Geometria da conexão API 8 Round (Adaptado API 5CT, 5B)

3.2.2 Condições de contorno

A conexão é modelada assumindo axissimetria em torno do eixo longitudinal do revestimento. Como a conexão API 8 Round apresenta duas extremidades de tubular ligadas por um acoplamento, também se considera condição de simetria no centro do acoplamento, com objetivo de diminuir o custo computacional.

Ainda que modelos axissimétricos sejam amplamente utilizados em análises numéricas de conexões de revestimento, sua adoção baseia-se numa simplificação, que produz resultados satisfatórios, todavia, não representa com exatidão a influência da geometria tri-dimensional da

rosca nos resultados. Estudos tem demonstrado que algumas das grandezas desenvolvidas estão longe de ser axialmente simétricas (ASSANELLI et al. 1997; YUAN et al. 2006), e que algumas das grandezas tendem a ser super-estimadas nos modelos bidimensionais (SHAHANI; SHARIFI, 2009).

Na análise numérica de conexões, se assume como condição de contorno essencial a restrição ao deslocamento na direção longitudinal do revestimento, na superfície de simetria do acoplamento. A própria condição de axissimetria impõe a rigidez que restringe o deslocamento radial e angular, tanto do pino como do acoplamento. Finalmente, o modelo de contato adotado, que se descreve posteriormente, confere as propriedades necessárias para a transferência de força entre filetes, quando aplicadas as diferentes cargas.

A simulação do torque de aperto exige aplicar uma restrição de deslocamento em direção longitudinal, na área transversal do tubular, que retira-se após a solução da interferência entre as partes da conexão, para posterior aplicação da sollicitação axial e a pressão interna. A restrição, é aplicada com o objetivo de garantir a estabilidade numérica na solução da interferência entre o acoplamento e o pino, produzida pelo torque de aperto. A desconsideração desta restrição conduz a instabilidades numéricas que impedem a avaliação do modelo. As condições de contorno são ilustradas na Figura 11.

As condições de contorno naturais no modelo numérico são indicadas a continuação.

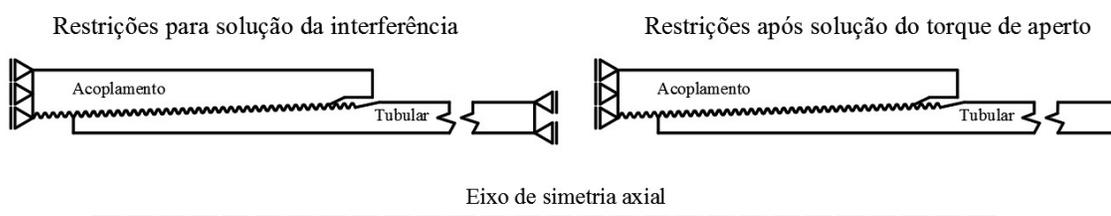


Figura 11. Condições de contorno essenciais do modelo em elementos finitos de conexões de revestimento.

3.2.3 Carregamentos

A análise numérica é estática. Os carregamentos aplicados no modelo numérico são: o torque de aperto, carga axial e pressão interna, na sequência de aplicação em que se mencionam. A aplicação do carregamento nesta sequência obedece à tentativa de replicar a situação de serviço das conexões; onde primeiramente se aplica o torque de aperto para encaixar o pino no

acoplamento, gerando-se assim pressões de contato nos filetes; posteriormente a conexão é carregada axialmente (produto do peso próprio do revestimento) e, finalmente, as pressões internas dos fluidos agem sobre as paredes internas dos tubulares e das conexões. A falha por desacoplamento é crítica quando se aplica unicamente tração, após o aperto. Também a falha por vazamento, nas conexões API 8 Round, é crítica quando se aplica a pressão interna após a solicitação axial, pois a força axial diminui a pressão de contato e aumenta a separação nos *stab flanks*, gerando um caminho helicoidal que torna a conexão propensa a vazar fluido na pressurização.

Definidos os carregamentos a serem aplicados: a primeira tarefa é reproduzir os efeitos do torque de aperto no modelo numérico. As tensões e pressões de contato produto da aplicação do torque de aperto são obtidas a partir da solução da interferência δ entre dois corpos. Esta interferência pode ser comparada com o encaixe de dois cilindros onde, por exemplo, devido a questões de geometria, o raio externo do cilindro interno é maior do que o raio interno do cilindro externo (Figura 12). As pressões na interface produto do encaixe são análogas às pressões de contato nos filetes geradas pelo aperto entre o tubular e acoplamento nas conexões. Nas conexões, a posição de aperto manual é definida como a posição até onde a conexão pode apertar-se manualmente sem necessidade de força excessiva. A interferência, numa conexão rosqueada, é produto do torque de aperto aplicado após o acoplamento da conexão na posição de aperto manual, como mostrado na Figura 13. Esta interferência é calculada conforme Eq. 2, (ASBILL et al.1994; CHEN et al. 2011),

$$\delta = NPT/2 \quad (2)$$

Onde N é o número de giros completos após o aperto manual, P é o passo e T o afunilamento da conexão. A interpretação da expressão que calcula a interferência é a variação da posição em direção radial da superfície dos filetes, para o avanço de determinada distancia longitudinal, produto do aperto. A interferência, similarmente, também pode ser calculada como o número de giros, vezes o passo, vezes a tangente do ângulo de afunilamento.

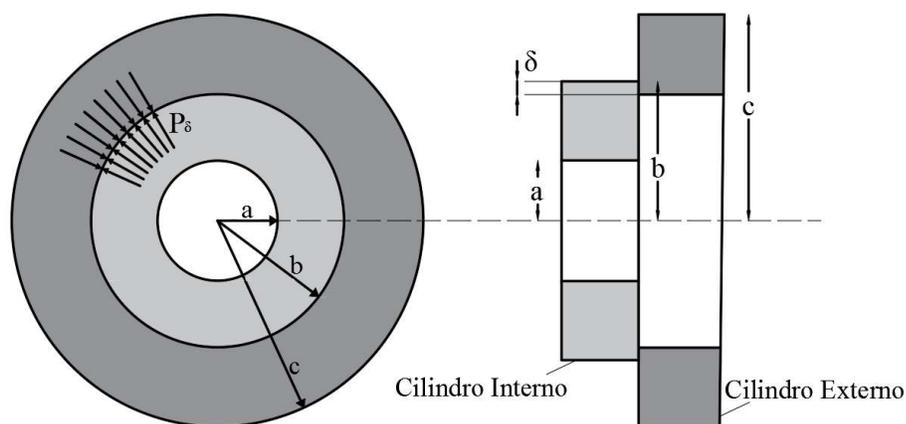


Figura 12. Esquema de interferência entre dois cilindros (Adaptado de CHEN et al. 2011)

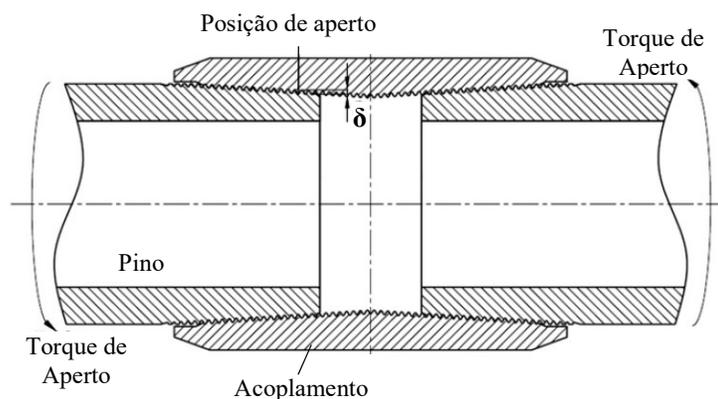


Figura 13. Interferência numa conexão rosqueada. (Adaptado de CHEN et al. 2011)

A montagem em Abaqus do pino e do acoplamento tem em conta a interferência com a superposição das partes. A solução da interferência entre as superfícies de contato das peças, é resolvida com o método *automatic shrink fit*. Neste passo de carga o método resolve gradualmente a interferência inicial, como se mostra na Figura 14, permitindo obter no final do passo a configuração do corpo e as demais grandezas de interesse (tensões e deformações) produto da simulação do torque de aperto.

O seguinte passo, após a simulação de torque de aperto, é a aplicação da solicitação axial. A solicitação axial é aplicada na superfície do extremo do pino, como uma pressão distribuída na direção longitudinal, simulando a tensão axial no tubular. Finalmente, a pressão interna é aplicada perpendicularmente às superfícies internas da conexão, que podem estar em contato com o fluido contido dentro do revestimento. O modelo mecânico da conexão com as cargas e condições de contorno é mostrado na Figura 15.

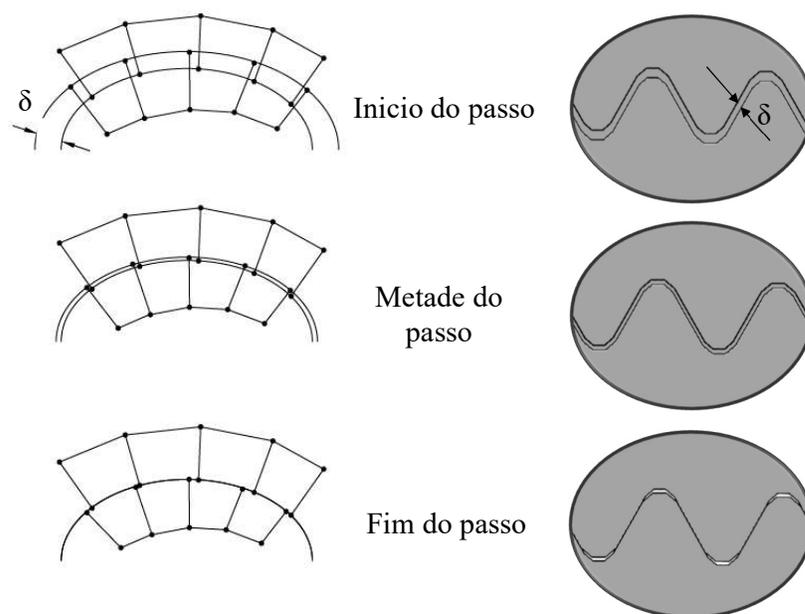


Figura 14. Encaixe da interferência com superfícies de contato (Adaptado DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA, 2014).

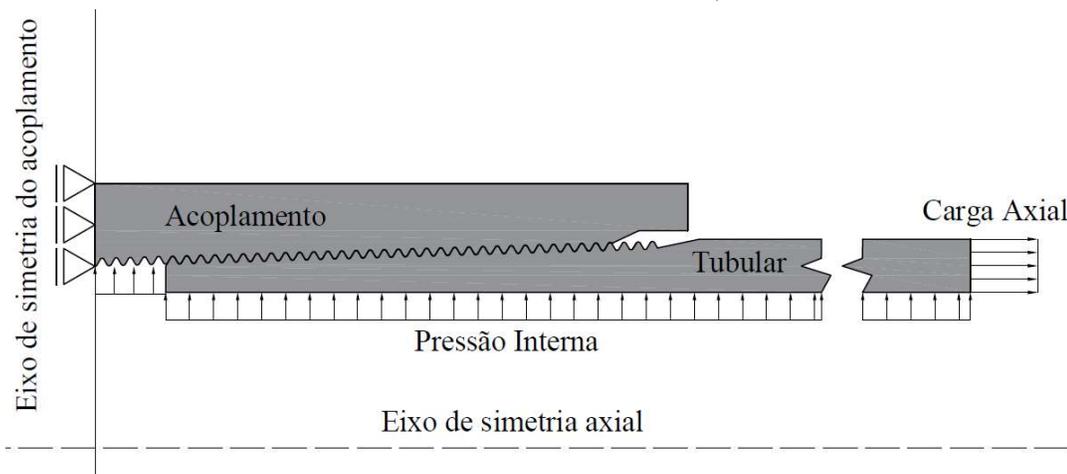


Figura 15. Modelo mecânico e carregamentos.

3.2.4 Propriedades do material

O material adotado na análise numérica é modelado com um modelo constitutivo elasto-plástico com encruamento por deformação. O comportamento elástico do material L-80 é modelado com módulo de elasticidade de 207 GPa e o coeficiente de Poisson de 0.29. Segundo a norma API, a mínima tensão de escoamento deste material é 552 MPa e a máxima 655 Mpa. A mínima tensão de ruptura do material é de 655 MPa e o alongamento total sobre carga é de

0.5%. Para modelagem do comportamento plástico do material, adota-se a relação de deformações plásticas e tensões verdadeiras, mostrada na Figura 16, calculada a partir da relação tensão nominal e deformação nominal, apresentada no estudo de IRAWAN et al. (2015).

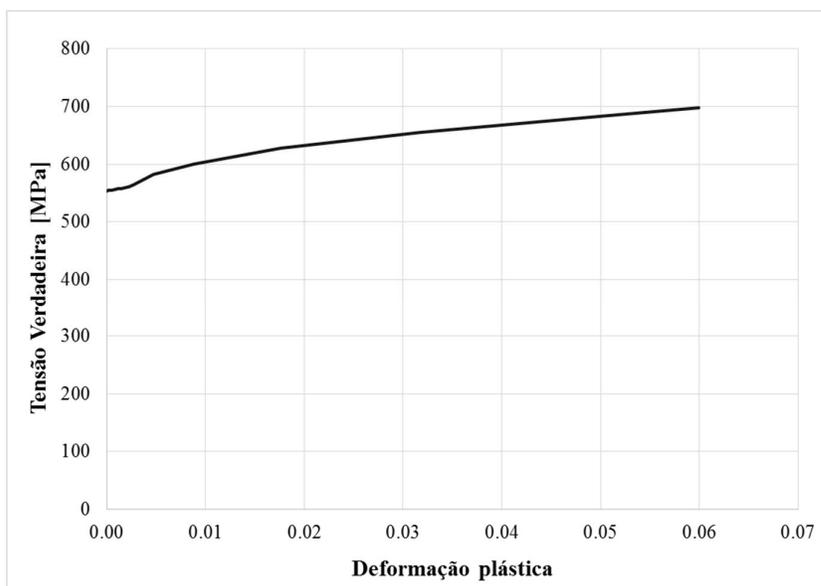


Figura 16. Relação entre tensões verdadeiras e deformações plásticas. Aço L-80.

A partir da definição do comportamento plástico uniaxial do material, é modelado, na análise numérica, o comportamento multiaxial do material controlado pelo critério de escoamento de Von Mises, considerando isotropia dimensional na resposta plástica. O modelo de encruamento é modelado como isotrópico multilinear dado que a curva entre as tensões verdadeiras e deformações plásticas utilizada é multilinear.

Um primeiro conjunto de análises é realizado considerando o material como elástico linear. Quando as respostas dos filetes da conexão são comparadas aos resultados nas referências, as pressões de contato nos filetes mais afastados do final do pino resultam muito grandes. A inclusão da não linearidade física contribui na obtenção de resultados mais semelhantes às referências. Como é verificado adiante no texto, a adição da plasticidade é de importância nas análises de modos de falha, pois permite representar o problema de deformações permanentes no acoplamento, produto das pressões internas, e o impacto das deformações na resistência ao vazamento.

3.2.5 Malha de elementos finitos

O domínio do acoplamento e do pino é discretizado com elementos contínuos axissimétricos lineares de quatro nós com integração reduzida (CAX4R) e axissimétricos lineares de três nós (CAX3). A adoção de dois elementos finitos se justifica devido a distorções excessivas de alguns elementos de quatro nós, principalmente nas arestas, durante a análise numérica. O uso conjunto dos elementos CAX4R e CAX3 produz uma melhor adaptação da malha à geometria do modelo. A adoção de elementos quadrilaterais lineares de integração reduzida é justificada pela redução do tempo na análise preservando a resposta gerada com uso de elementos de integração total. Esta redução considera-se importante pensando no possível uso do modelo em trabalhos futuros sobre a avaliação da confiabilidade estrutural.

Um problema dos elementos quadrilaterais lineares é a possível subestimação da rigidez do modelo pelo efeito *hourglass*. Visualmente este efeito na solução do problema não é predominante. Ademais, como se mostra na Figura 17, energeticamente o efeito é desprezível comparando a energia interna de deformação com a energia de deformação artificial produto dos modos espúrios de deformação, ao longo dos passos de carga (para as solicitações de validação do modelo, expostas posteriormente).

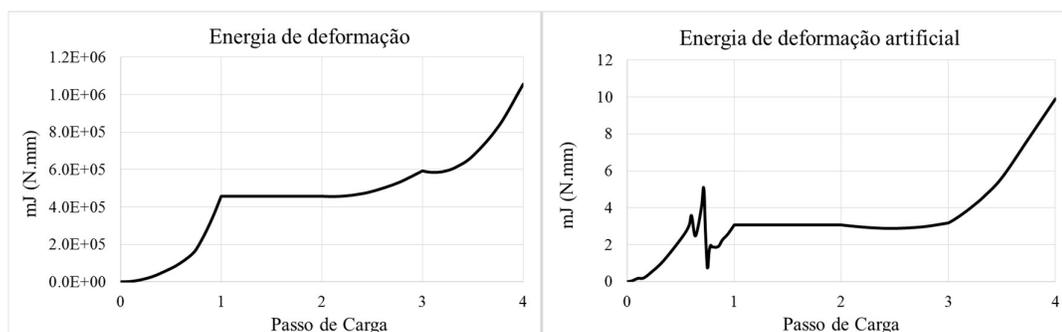


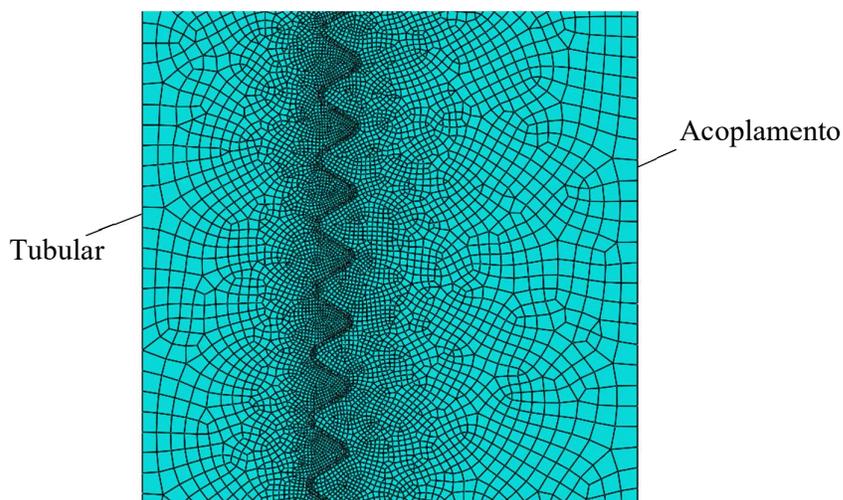
Figura 17. Controle energético do efeito *hourglass*.

A malha é refinada cerca dos filetes, para garantir convergência na solução do contato entre os componentes e uma melhor suavidade na curvatura dos filetes. O refinamento é notavelmente maior que nos modelos em elementos finitos encontrados na literatura, mas o tempo da análise é pequeno. Portanto, não se realiza análise de convergência do tamanho de malha.

O domínio discretizado em elementos finitos, e um detalhe da malha, são mostrados na Figura 18. No domínio da conexão, utilizam-se um total de 37491 elementos finitos dos quais 36221 são CAX4R e 1270 CAX3, para um total de 38374 nós.



a) Malha completa



b) Detalhe da malha

Figura 18. Discretização do domínio em elementos finitos

3.2.6 Modelo de contato

O contato é definido entre as superfícies dos filetes do pino e do acoplamento. A discretização das superfícies de contato é feita superfície a superfície; onde a superfície escrava é a rosca do acoplamento e a superfície mestre a rosca do pino.

Adota-se um modelo de contato normal entre os dois corpos deformáveis, que garante impenetrabilidade e não adesão. A relação entre a pressão normal e a penetração é imposta como contato rígido (*hard contact*). Adota-se o modelo de Coulomb para modelar o contato tangencial, com coeficiente de atrito igual a 0.02. Com a imposição dos modelos para definir o contato, a solução do problema mecânico é restrita a condições para contato normal e

tangencial. As restrições pertencentes ao contato normal e tangencial são impostas por meio de penalidade. Detalhes da formulação e propriedades do contato adotado, são apresentadas em LAURSEN (2010) e DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA (2014).

Para resolver a interferência (primeiro passo de carga) o coeficiente de fricção é nulo (deslizamento livre); após a solução da interferência, incluiu-se a fricção no problema. O valor do coeficiente de atrito corresponde a valores aproximados obtidos a partir de resultados experimentais, medição do torque de aperto e as pressões de contato entre filetes nas diferentes referencias consultadas, por exemplo em ASSANELLI et al. (1997).

A formulação do contato empregada, permite separação entre superfícies, deslizamentos finitos e rotações, sendo adequada para a análise de afastamento e pressões nos flancos das conexões. A formulação do contato para deslizamentos finitos requer a incorporação da análise não linear geométrica, abordagem para grande mudança de configuração dos corpos em contato, na modelagem.

Análises feitos para pequenos deslizamentos mostram que na aplicação da tração se subestimam as pressões de contato nos flancos de carga e se sobrestimam as pressões nos *stab flanks*. Isto é produto de baixos níveis de deslizamento permitido. Este efeito não é desejável pois modifica o valor de grandezas importantes na avaliação do modelo e análise dos modos de falha.

3.3 VALIDAÇÃO DO MODELO

É de interesse o conhecimento das pressões de contato nos flancos de carga dos filetes para a validação do modelo e das pressões de contato nos *stab flanks* para a análise dos modos de falha, especialmente para análise de vazamento. Na Figura 19, ilustra-se como são quantificadas as pressões de contato nos flancos (sejam de carga ou *stab flanks*) ao longo da distância desde o fim do pino. Cada ponto vermelho na Figura 19 representa o valor médio de pressão de contato para o flanco do filete em análise. Os valores discretos são unidos por segmentos lineares, conforme a literatura, não implicando que os valores sejam contínuos segmento de rosca acoplado. As pressões medias de contato nos flancos são calculadas a partir da média das pressões de contato nos nós do flanco de interesse, incluindo em consequência os nós do pino e do acoplamento que compõem o flanco de interesse.

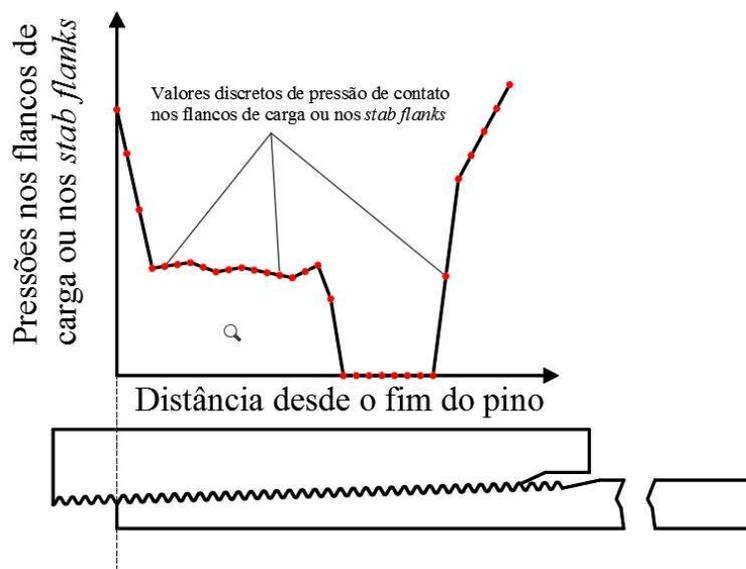


Figura 19. Gráfico genérico para representação discreta das pressões médias nos flancos dos filetes, respeito à distância desde o fim do pino.

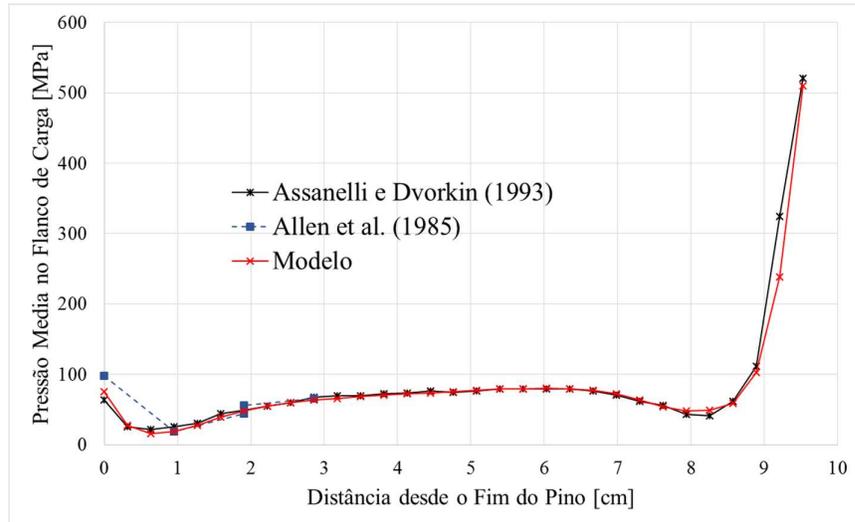
Para efeitos de validação se dispõem duas referências para a mesma configuração e propriedades materiais da conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L80: ASSANELLI e DVORKIN, 1993 e ALLEN et al. (1985). Considera-se a aplicação das seguintes solicitações: (a) torque de aperto (3.5 giros desde a posição de aperto manual), (b) torque de aperto mais tensão axial no tubular (σ_a) de 344.737 MPa, e (c) torque de aperto, mais tração, mais pressão interna (P_i) de 47.37 MPa.

Para o problema em questão, a interferência para 3.5 giros a partir da posição de aperto manual, é calculada por:

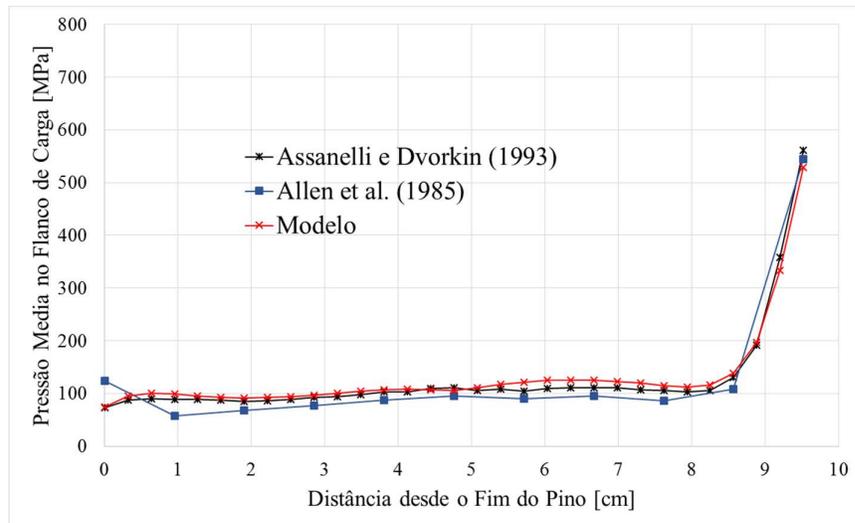
$$\delta = \frac{(3.5)(0.125)(0.0625)}{2} = 0.0136 \text{ [in]} = 0.3472 \text{ [mm]} \quad (3)$$

Apresenta-se, na Figura 20, os resultados das pressões de contato nos flancos de carga dos filetes da conexão para os passos de carga. Conjuntamente, exibem-se os resultados das referências. Verifica-se que a resposta do modelo é satisfatória. Como se espera, segundo os comentários na literatura, nota-se no resultado uma grande pressão de contato nos flancos de carga mais afastados do final do pino, também uma variação quase uniforme da pressão de contato no meio da conexão. Possíveis variações da resposta, respeito às referências, podem ser consequência de diferenças mínimas na geometria ou discretização da malha nos filetes. Outra fonte que pode ter produzido variação na resposta foi a adoção de uma curva de comportamento

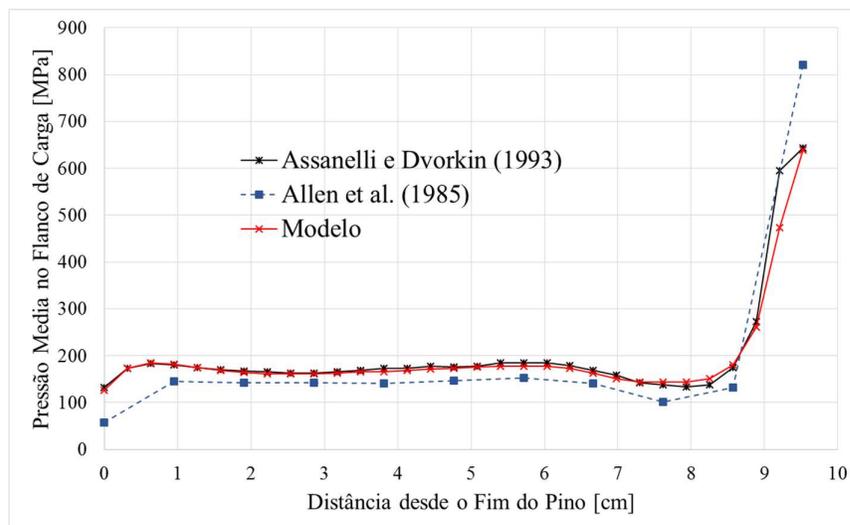
elasto-plástico sem idealizações; ASSANELLI e DVORKIN, 1993 que são a referência mais fiel aos resultados do modelo em estudo, adotaram um modelo elástico perfeitamente plástico.



a) Torque de aperto.



b) Torque de aperto, mais carga axial.



c) Torque de aperto, mais carga axial, mais pressão interna.

Figura 20. Pressões de contato nos flancos de carga

Na Figura 21, exibem-se as tensões de Von Mises desenvolvidas na conexão. Expõe-se, na Figura 22, as zonas plásticas da conexão. A distribuição das tensões de Von Mises e as zonas que deformam plasticamente coincidem com os resultados apresentados em ASSANELLI; DVORKIN, 1993. O torque de aperto produz uma plastificação no primeiro filete engrenado do acoplamento, verificando as hipótese na literatura que atribui ao torque de aperto o desgaste no filete mais afastado do final do pino pelo atrito excessivo (TAFRESHI; DOVER, 1993), (LUO; WU, 2013). A carga axial plastifica o pino, produzindo as tensões máximas no primeiro vale engrenado do pino. Este fato pode explicar a frequente aparição de ruptura nessa localização. Finalmente, a aplicação da pressão interna, reduz as tensões de equivalentes de Von Mises no pino, porém iniciando a plastificação do acoplamento, nos primeiros filetes engrenados. As deformações plásticas equivalentes, ver Figura 23, se agruparam na zona mais afastada do final do pino: no primeiro filete engrenado do acoplamento, o ultimo vale engrenado do pino, e nos vales dos filetes livres do pino. Estas concentrações de tensões e deformações plásticas, prejudicam a vida útil da conexão pela predisposição à aparição de fenômenos de fadiga, como é comentado por alguns autores.

Dado que o modelo logra reproduzir, com boa precisão, os resultados das referências, o modelo numérico e as hipóteses de modelagem são consideradas válidas. As pequenas diferenças pontuais com relação às referências são aceitas, em atenção às possíveis fontes de erro mencionadas.

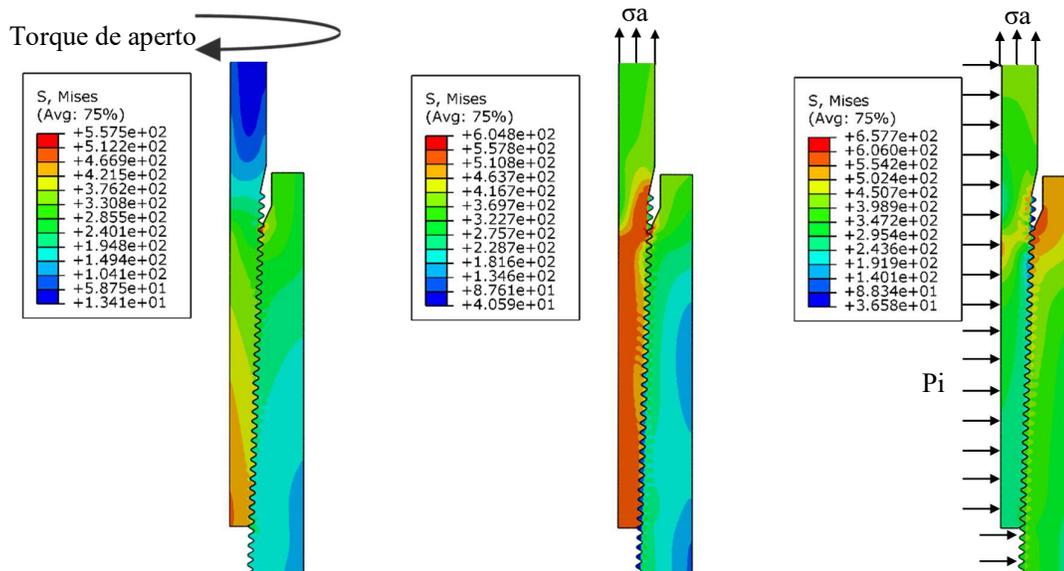


Figura 21. Tensões equivalentes de Von Mises. De esquerda à direita: Torque de aperto; Torque de aperto, mais força axial; Torque de aperto, mais força axial, mais pressão interna.

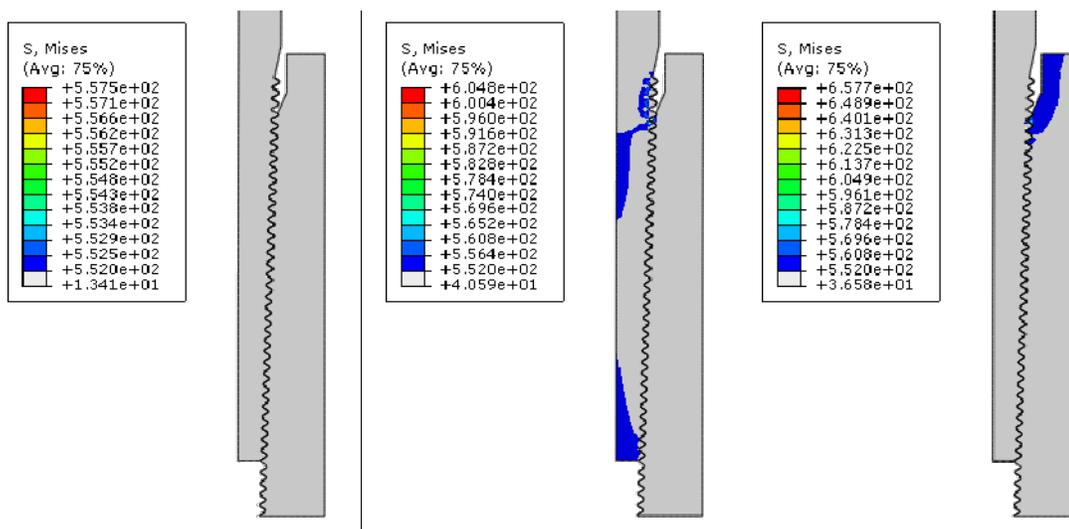


Figura 22. Mapa da região que deforma plasticamente. De esquerda à direita: Torque de aperto; Torque de aperto, mais força axial; Torque de aperto, mais força axial, mais pressão interna.

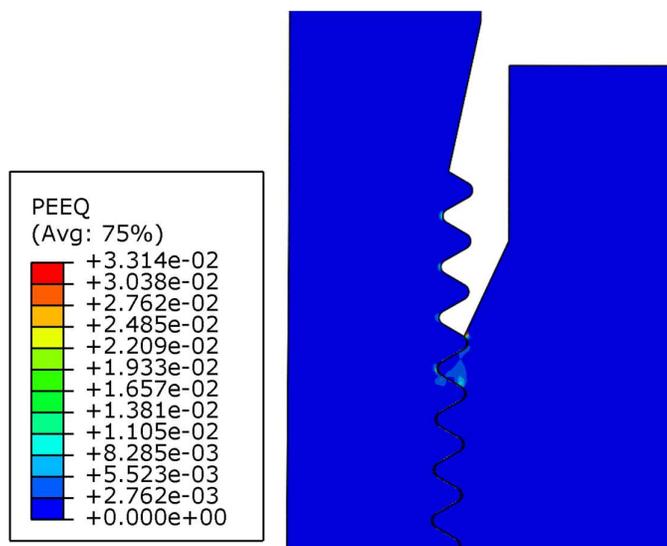


Figura 23. Deformações plásticas equivalentes após a aplicação dos passos de carga.

É de interesse avaliar diferentes respostas no modelo, como: o comportamento das pressões e a separação nos *stab flanks*, e a estimativa do torque de aperto. Tipicamente, estes resultados, são expostos na literatura. A avaliação destes resultados, consequentemente valida a reprodução de diferentes fenômenos no modelo numérico, fazendo-o confiável para um posterior estudo dos modos de falha.

3.4 COMPORTAMENTO DAS PRESSÕES DE CONTATO NOS *STAB FLANKS*

Um indicador muito importante para analisar a falha por vazamento em conexões é o comportamento nas pressões de contato nos *stab flanks*, produto da aplicação das cargas. Na Figura 24, mostram-se as pressões medias nos flancos para os três carregamentos. Nota-se que a pressão de contato nos filetes e o comprimento de contato (entendida como a longitude onde a pressão é maior do que zero) diminuem drasticamente com a aplicação da carga axial. Posteriormente, a aplicação da pressão interna aumenta as pressões e o comprimento de contato. Estudos na literatura mostram que a diminuição das pressões e comprimento de contato é moderada no começo da aplicação da carga axial, mas tendem a diminuir numa taxa maior à medida que o contato é eliminado (SCHWIND et al. 1995). Esta observação é confirmada na Figura 25, que mostra as pressões de contato nos *stab flanks* da conexão, para diferentes valores de tensão axial, indicada como percentagem da mínima tensão de escoamento do material ($\sigma_{ymin} = 552$ MPa). Os valores de pressão interna e torque de aperto são mantidos conforme as análises anteriores (3.5 giros de aperto e 47.37 MPa de pressão interna). Cabe esclarecer que,

na Figura 25, os valores indicados com atuação somente de solicitação axial são obtidos sem aplicação da pressão interna. Verifica-se na Figura 25 que a pressão de contato nos *stab flanks* e o comprimento de contato são reduzidos pela ação da tração. Para o valor de 0.8 vezes a mínima tensão de escoamento, observa-se perda de contato nos *stab flanks*. A aplicação da pressão interna após a perda de contato gera novamente pressões de contato nos filetes. Estas pressões de contato são até maiores que a pressão interna, mas a discussão sobre os modos de falha (se o vazamento ocorre ou não) será apresentada posteriormente.

Na análise do modo de falha por desacoplamento, destaca-se a separação entre os flancos dos filetes, que é resultado da aplicação de carga axial. Apresenta-se na Figura 26 o comportamento do afastamento dos flancos ao longo da distância na rosca, para diferentes valores de solicitação axial. Este afastamento é calculado como a distância normal entre as superfícies dos flancos separados pelo efeito da tração (*stab flanks*). Com cargas relativamente baixas, em comparação à mínima tensão de escoamento do material, a separação dos filetes é pequena. O aumento de carga axial aumenta a separação dos flancos. Perto do final do pino, o afastamento entre flancos é muito pequeno e aumenta abruptamente para cargas axiais cerca, ou superiores, ao oitenta por cento da tensão mínima de escoamento. A maior separação acontece no quinto filete acoplado do pino onde, para baixos níveis de força axial, é notória uma redução na pressão de contato e separação em alguns filetes perto do início do pino. Porém, não se observam câmbios abruptos, como acontece para grandes níveis de carga à tração, onde um pequeno aumento na carga produz um diferencial considerável de separação dos filetes. Este comportamento da conexão em estudo coincide com as observações feitas por ASSANELLI e DVORKIN (1993) e YUAN et al. (2006).

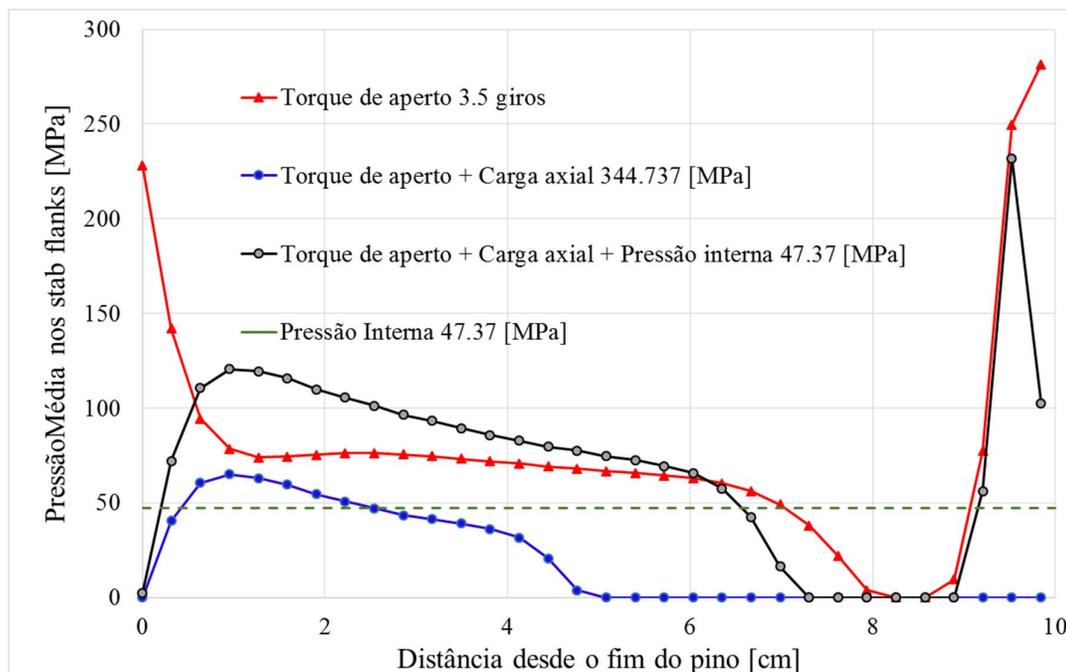


Figura 24. Pressões médias de contato nos *stab flanks*.

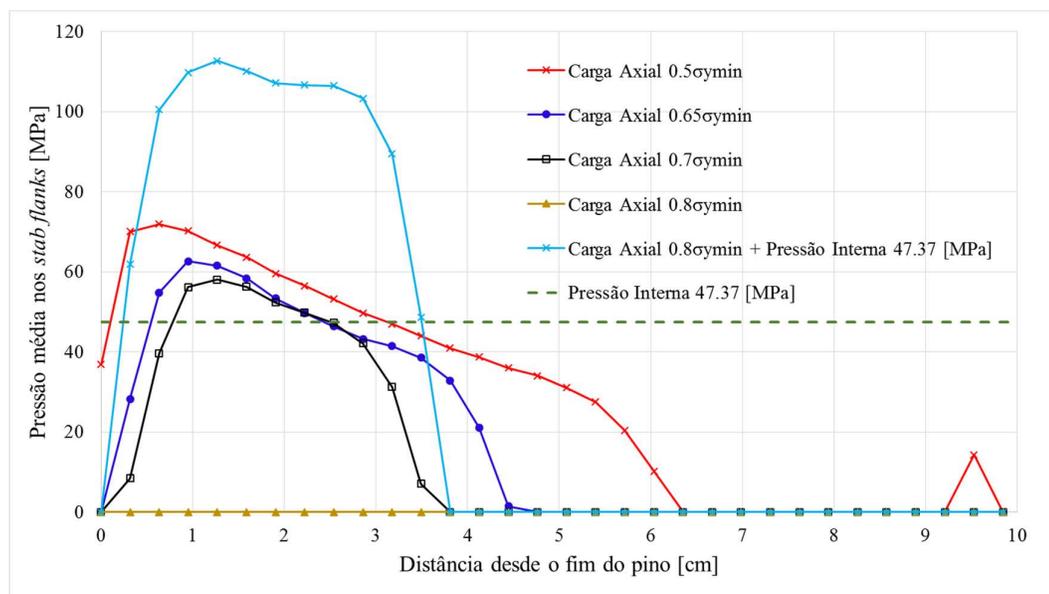


Figura 25. Pressão médias de contato nos *stab flanks*. Variação da carga axial.

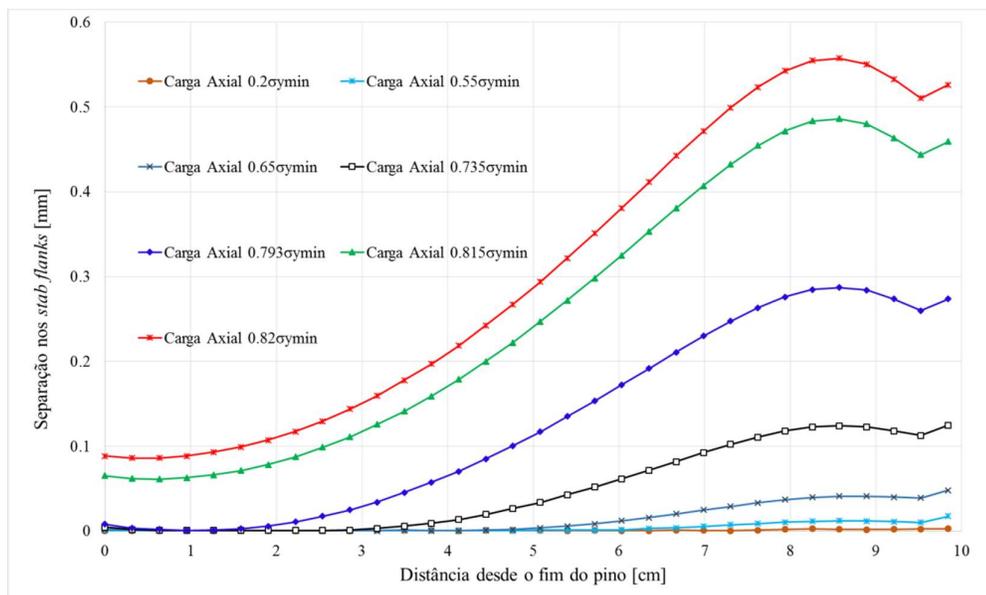


Figura 26. Separação nos *stab flanks*. Variação da carga axial.

3.5 AVALIAÇÃO DO TORQUE DE APERTO

É de interesse avaliar o torque de aperto aplicado à conexão, a partir do estudo das grandezas desenvolvidas na interferência, para validar o torque de aperto simulado no modelo numérico em comparação ao torque de aperto requerido por normas. Com esta avaliação, é possível avaliar, também, se o coeficiente de fricção adotado é consistente.

O torque de aperto requerido para a conexão em estudo, segundo a norma API 5C1 (API, 1999), é tal que produza mínimo de 3.5 giros a partir da posição de aperto manual. O valor recomendado de torque de aperto, em condições normais, é de 12100 [N.m]. Os torques de aperto mínimo e máximo são calculados como 75% e 125% do torque recomendado, respectivamente. Assim, o valor mínimo do torque de aperto é 9075 [N.m] e o máximo é 15125 [N.m]. Tendo como base estes valores, é de interesse a avaliação do torque de aperto no modelo numérico, para investigar a conformidade do valor de torque de aperto simulado, e o torque de aperto recomendado. O torque de aperto por fricção (T) pode ser calculado pela equação (4), a partir do coeficiente de fricção (μ), das pressões de contato nos filetes após a solução da interferência (P_c), e do raio aos pontos da interface de contato (r); integrado na superfície de contato tridimensional do modelo axissimétrico (S). Fisicamente, a expressão representa a quantificação do máximo torque que pode ser transmitido por um par de contato, escalado pelo coeficiente de fricção.

$$T = \mu \int r^2 P_c dS \quad (4)$$

O torque de aperto calculado é de 12586.24 [N.m]; este valor concorda com o intervalo de torque de aperto exigido na norma API 5C1. O valor do torque de aperto encontra-se perto da média do intervalo admissível; isto pode ser explicado pelo fato que o modelo foi desenhado a partir de valores geométricos nominais, o que permitiu que o afunilamento das duas partes fosse compatível. Afunilamentos não coincidentes entre as peças podem originar a redução ou o aumento do torque de aperto necessário para aplicar o número de giros requeridos. O valor do torque de aperto obtido, demonstra que o modelo numérico, e particularmente a escolha do coeficiente de fricção, é coerente com os resultados das normas.

3.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O modelo numérico construído, a partir das considerações mecânicas adotadas, consegue representar corretamente o comportamento da conexão de revestimento API 8 Round LTC estudada, em concordância com resultados da literatura. Conseguiu-se compreender e aplicar um método para modelagem bidimensional axissimétrica, em elementos finitos, de conexões. O método pode ser utilizado para modelagem de conexões de revestimento com diferentes configurações geométricas.

Utilizando o modelo validado nesta seção, prossegue-se com um estudo dos modos de falha de conexões. Especificamente, busca-se parâmetros de falha que sejam representativos da resistência, e que possam ser utilizados posteriormente, no estabelecimento de equações de estados limites para conexões em geral.

4 ANÁLISE DOS MODOS DE FALHA

4.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Neste capítulo realiza-se um estudo de modos de falha da conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L-80. É de interesse avaliar os modos de falha por vazamento e por cargas axiais, bem como analisar a influência das deformações plásticas nas pressões dos filetes da conexão. Para entendimento e validação de hipóteses e parâmetros de falha para resistência ao vazamento, uma conexão API 5 1/2 14 lb/ft J55 é modelada, a fim de comparar as estimativas feitas neste trabalho com a referência disponível.

4.2 AVALIAÇÃO DA RESISTÊNCIA SEGUNDO NORMA API

Para efeitos comparativos neste capítulo, são avaliadas a capacidade das conexões API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80 para resistência à tração e a pressão interna, e para a conexão API 8 Round 5 1/2 14 lb/ft J55 para efeitos da pressão interna. A estimativa da capacidade das conexões é feita como estipula o API 5C3. A resistência pelo efeito da carga axial em conexões API 8 Round é controlada pelo mínimo valor dado por três modos de falha: desacoplamento, fratura do tubular e fratura do acoplamento. Os valores da resistência, calculados das equações 54, 55 e 56 presentes no API 5C3 são mostrados na Tabela 2. A carga P_j corresponde à máxima carga axial suportada em libras, a tensão σ_a corresponde à carga P_j dividida pela área transversal do corpo do tubular, já em MPa. Dos resultados, nota-se que a resistência à carga axial é controlada pelo modo de falha por desacoplamento, para o qual se realiza posteriormente a análise.

Desencaixamento	
P_j [lb]	893503.92
σ_a [MPa]	453.90
Fratura do pino	
P_j [lb]	1031904.85
σ_a [MPa]	524.21
Fratura do acoplamento	
P_j [lb]	2115379.10
σ_a [MPa]	1074.61

Tabela 2. Resistência à solicitação axial. API 5C3.conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L-80.

Para pressão interna, tem-se dois modos de falha principais: o vazamento e plastificação do acoplamento. Desconsidera-se o cálculo da capacidade ao vazamento pela razão de desestimar os efeitos da tração na resistência. Da equação 69 do API 5C3 verifica-se que o valor de resistência ao vazamento depende basicamente da geometria da conexão e do torque de aperto, resultando um valor constante que não é representativo do comportamento real de conexões de revestimento. A incidência da tração no vazamento é de grande importância. A literatura e este trabalho o demonstram. Para o modo de falha por plastificação do acoplamento, para as conexões API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L80 e API 8 Round 14 lb/ft J55, as resistências são calculadas com uso da equação 66 do API 5C3 e são mostradas na Tabela 3. Os valores estimados são utilizados no estudo de modo de falha por vazamento.

API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80	
Pressão interna [MPa]	78.55
API 8 Round 5 1/2 14lb/ft J55	
Pressão interna [MPa]	46.44

Tabela 3. Resistência à plastificação do acoplamento por ação da pressão. API 5C3. Conexões API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L-80 e API 8 Round 5 1/2 14lb/ft J-55.

4.3 FALHA POR DESACOPLAMENTO

As conexões API de filete arredondado são propensas a este modo de falha, como se expressa na literatura, a diferença das conexões com flancos menos íngremes, como as conexões tipo *Buttress* e alguns tipos de conexões *Premium*. O cálculo de resistência a partir da normativa API confirma que este modo de falha é o predominante.

O objetivo da análise da falha por desacoplamento, utilizando o modelo numérico, é comparar os resultados com a força axial resistente, segundo a normativa API. Para este estudo, aplicou-se a interferência requerida para representar o torque de aperto de 3.5 giros, seguida da aplicação de carga axial. A pressão interna é desconsiderada, pois ela aumenta a capacidade da conexão ao desacoplamento, devido à expansão do pino no acoplamento e ao subsequente aumento das pressões de contato entre os filetes. O estado crítico para o desacoplamento dá-se nas condições em que a conexão suporta a maior carga axial, o que geralmente acontece no processo da montagem do revestimento e a introdução da coluna de revestimento dentro do poço. Após a introdução do tubular, o empuxo dos fluidos dentro do poço contribuiria na

diminuição da tração da coluna de revestimento. A entrada de fluidos como lama de perfuração na coluna também aumenta a resistência ao desacople, pela imposição de pressão interna.

Segundo a revisão bibliográfica, a caracterização de desacoplamento ocorre no momento em que o primeiro filete se desencaixa para fora do vale em que está contido, quando a conexão é submetida a tração; e para dentro do acoplamento, quando a força axial é compressiva.

Partindo da solução da interferência, a carga axial é aplicada à estrutura produzindo diminuição nas pressões e afastamento entre os *stab flanks*. A evolução do desacoplamento da conexão no modelo numérico, para alguns valores de tensão axial, é ilustrada na Figura 27. Pela análise de afastamento nos *stab flanks*, feita no capítulo anterior (Figura 26), o maior afastamento produziu-se no quinto filete engrenado do pino, portanto é razoável pensar que este filete é o mais propenso a sofrer desacoplamento, logo controla o modo de falha. Partindo desta hipótese, é aplicado gradualmente o carregamento axial na conexão, para verificar o comportamento deste filete. A aplicação de carga foi levada até o modelo numérico apresentar problemas de convergência.

Pelo efeito das instabilidades numéricas, não se conseguiu reproduzir o desacoplamento da conexão. Mesmo discretizando mais o modelo na curvatura dos filetes, a resposta frente à aplicação da carga axial não apresentava variação considerável e a solução numérica repetidamente foi interrompida para valores similares de carga axial. A não-convergência da solução pode ter-se dado por excessiva plastificação do material; acredita-se também que contribuem às instabilidades o efeito das irregularidades, intrínsecas e inevitáveis da discretização do domínio, na curvatura dos filetes; e acredita-se na contribuição das não-linearidades no problema (geométrica, física e contato) que inevitavelmente levam na difícil busca da solução do equilíbrio estável, num problema altamente não linear, como é a representação do desacople de uma conexão.

Apesar de não ter se conseguido representar o desacoplamento completo, na Figura 28 apresenta-se o afastamento do quinto filete engrenado do pino, em função da tensão axial no tubular, em conjunto com a resistência ao desacoplamento para a conexão, segundo o API 5C3. Nota-se que o comportamento do afastamento do quinto filete começa sendo linear para baixos níveis de carga axial, e para valores altos de carga axial o comportamento torna-se altamente não linear, indicando a iminente falha por desacoplamento para variações sutis de carga axial.

Ainda que o modelo não tenha representado o estado último de desacoplamento, a carga última calculada com o modelo, é coerente com a especificada segundo a norma API. Além

disso, considerando que a estimativa da capacidade na norma é conservadora, a capacidade pode ser um pouco maior, como se verifica no afastamento do quinto filete, com valores de carga axial que ainda não representam o desacoplamento da conexão.

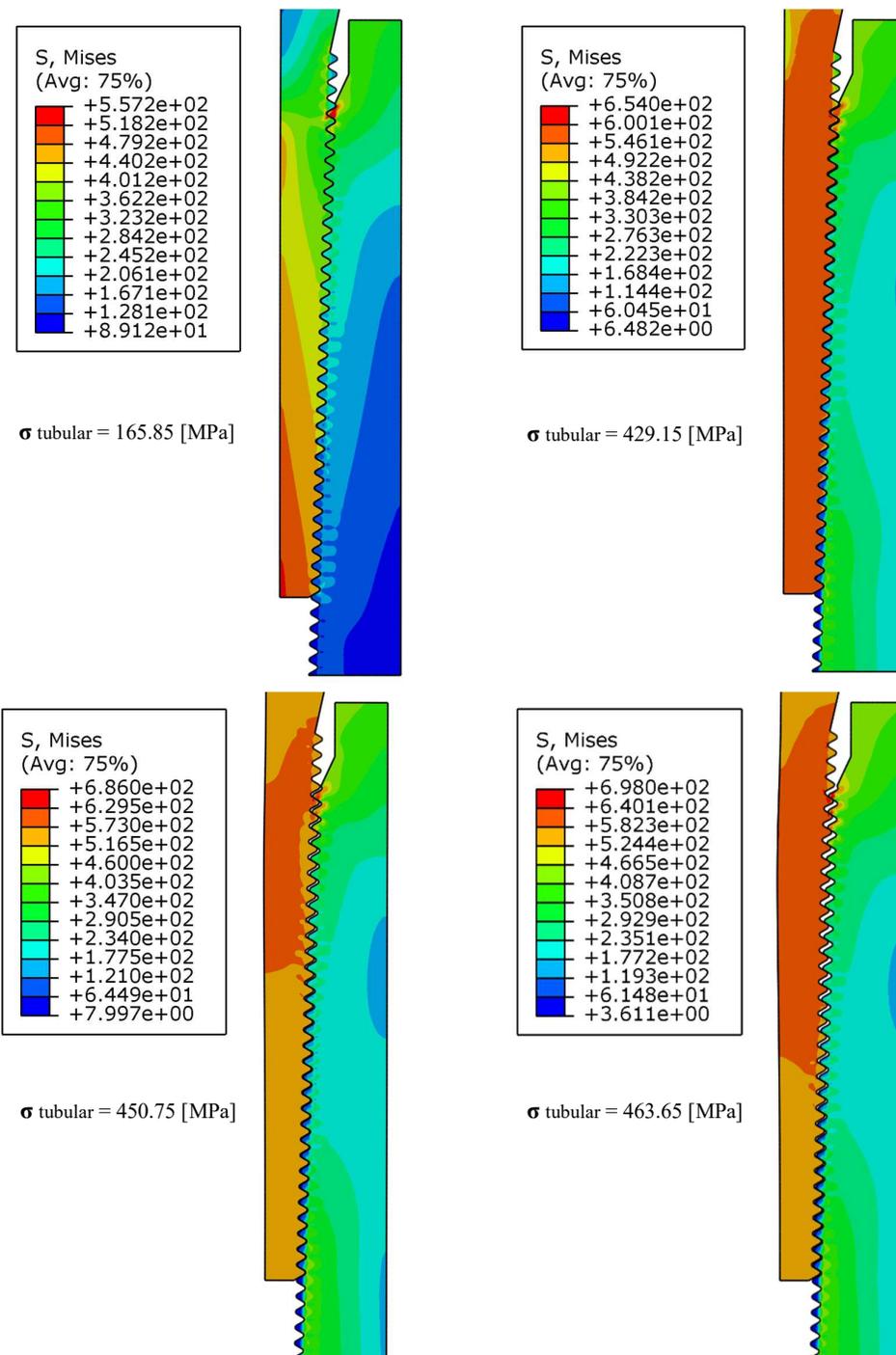


Figura 27. Evolução do desacoplamento. Conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80. Tensões de Von Mises.

Dado a que o afastamento entre os *stab flanks* do quinto filete manifesta um comportamento altamente não linear, para grandes valores de tensão axial no tubular, e que a zona crítica de carga a tração evidencia coerência com os valores estimados por norma para cálculo da capacidade ao desacoplamento, pode-se concluir que os resultados são satisfatórios para a representação e avaliação do modo de falha.

Os resultados da análise por desacoplamento da conexão permitem observar que a falha acontece para valores de tensão do tubular menores que o mínimo limite elástico do material (552 MPa), o que deixa perceber que a conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80 não é qualificada para projetos de poços onde a conexão de revestimento seja submetida a esforços de tração ou compressão consideráveis. Por exemplo, para poços onde se realizam processos termais, onde cargas axiais consideráveis são induzidas pela ação da temperatura, como na extração de cru pesado, a IRP (2012) requer que as conexões possuam uma capacidade de carga axial igual ou superior à carga axial para a qual é projetado o tubular. Assim, é indicada a utilização de conexões *Buttress* que, segundo a literatura, podem ser solicitada para valores de tensão axial no tubular acima do limite elástico; ou conexões *Premium* que, além das vantagens das conexões *Buttress*, aportam resistência ao vazamento pela inclusão de selos metal-metal em ombros de contato.

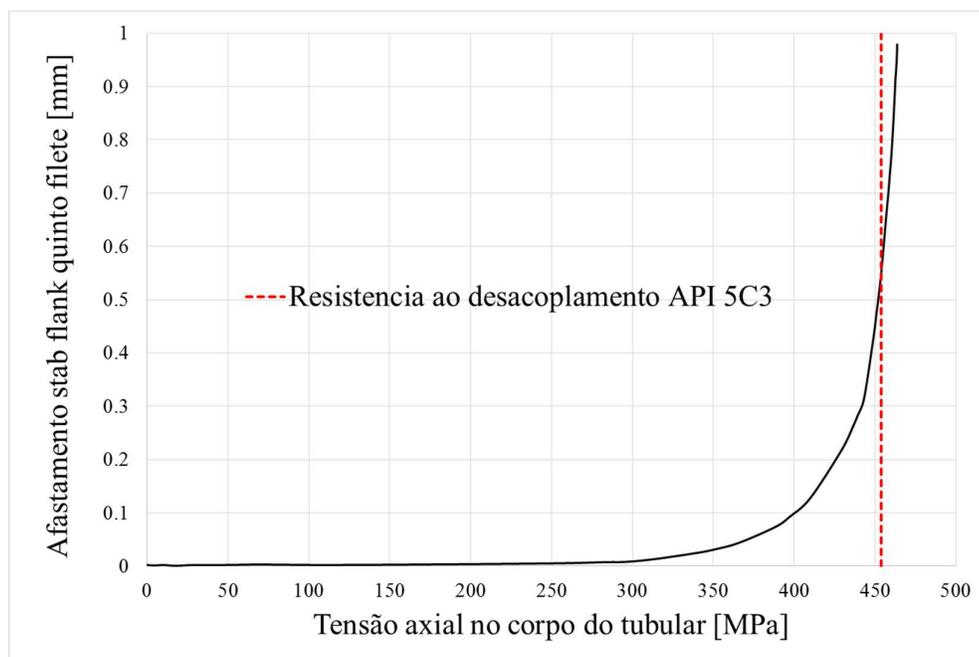


Figura 28. Afastamento do *stab flank* no quinto filete do pino, em função da carga axial.

4.4 FALHA POR VAZAMENTO

O mecanismo de falha ao vazamento tem sido investigado, por meio de testes e modelagem numérica, por diversos autores. Os estudos concordam em que não existe um critério unificado para caracterizar o estado último de vazamento nas conexões de revestimento.

A qualificação ao vazamento geralmente é realizada experimentalmente. Por meio dos testes tem-se uma noção real do comportamento das conexões. Testes consideram fenômenos difíceis de modelar numericamente, como: a influência do composto de selo, variações de temperatura, e a natureza do fluido contido. Por exemplo, para qualificar as conexões de acordo com a normativa API 5C5, existem diferentes métodos, dependendo das condições de serviço a suportar; nas condições mais complexas, tende-se a realizar testes com gás ao invés de líquidos.

Já na avaliação da estanqueidade com modelos em EF, os parâmetros para caracterizar a propensão à falha, em geral, variam dependendo da configuração geométrica da conexão. Para conexões *premium*, por exemplo, as pressões nos ombros são relevantes. Para conexões sem ombros, as grandezas geradas no contato entre os flancos tornam-se parâmetros críticos.

Tendo em conta as simplificações inerentes do modelo, respeito à representação do comportamento real de uma conexão, se avalia a resistência ao vazamento partindo de hipóteses e aplicação de critérios de falha. Com o objetivo de interpretar parâmetros que caracterizam vazamento em conexões API 8 Round, vale-se do estudo de SCHWIND et al. (1995), referência que contém uma estimativa da curva de capacidade para uma conexão API 8 round 5 ½ de 14lb/ft de peso e material aço J55. Após o ajuste de parâmetros, que permitam caracterizar a estanqueidade da conexão mencionada, se estima a curva de capacidade para a conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L80.

A conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55 foi modelada em elementos finitos de acordo com a o método proposto no capítulo 3 e seguindo as geometrias apresentadas no API 5CT e API 5B. O torque de aperto é modelado como a interferência produto da aplicação de três giros após o aperto manual. Este torque é o nominal requerido de acordo com o API 5B. A plasticidade do material J55 foi modelada adotando as relações tensão-deformação do estudo de MORITA e SHIOZAWA (2014).

4.4.1 Critério do comprimento em contato

Em conexões API 8 Round, a perda ou redução de pressões de contato nos *stab flanks* pode propiciar perda da estanqueidade. Além das pressões de contato nos *stab flanks*, segundo SCHWIND et al. (1995), os ensaios demonstram que o comprimento de contato é um parâmetro de alta importância para caracterizar o vazamento. Portanto, é de interesse definir o valor de carga axial para o qual se dá a perda de contato em todos os *stab flanks*. Na Figura 29 mostra-se o comprimento de contato nos *stab flanks*, como função da carga axial, para a conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55. Observa-se que o comprimento de contato diminui, como se espera, até atingir a perda de contato em todos os *stab flanks* para 354,48 [MPa] de tensão axial no tubular.

Como primeira hipótese, considera-se que para qualquer valor de tensão axial no tubular superior a 354.48 [MPa], a conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55 não possui capacidade de conter pressões internas, dada a criação do caminho helicoidal na rosca que conduz ao vazamento de fluidos. Esta hipótese é conservadora, porém, se fundamenta no desconhecimento do comportamento da penetração do fluido durante a pressurização.

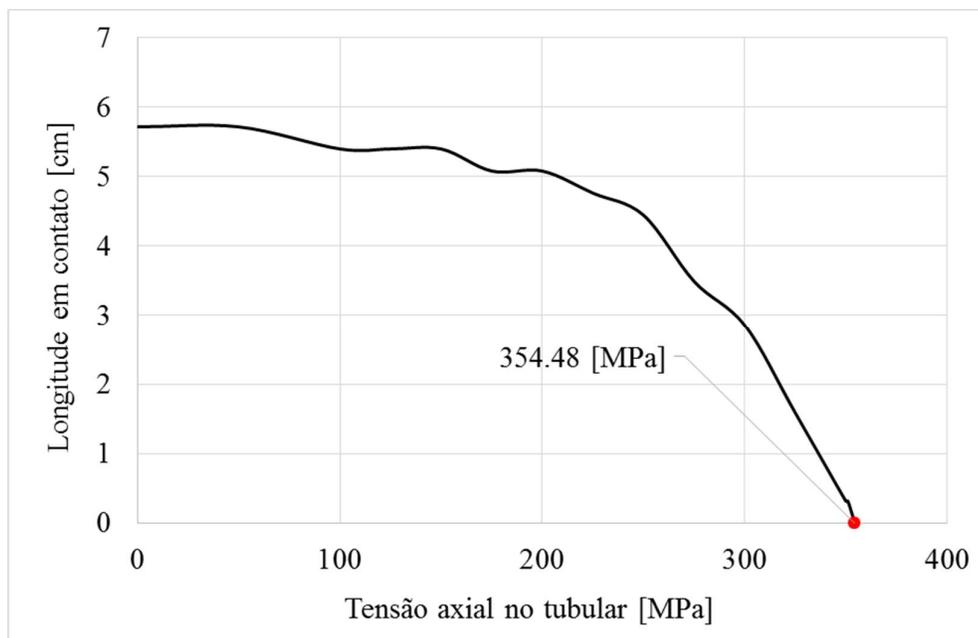


Figura 29. Comprimento em contato dos *stab flanks* conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55.

Similarmente mostra-se, na Figura 30, o comprimento em contato como função da tensão axial no tubular da conexão 9 5/8 47 lb/ft L 80, onde a perda de pressão em todos os *stab*

flanks e, conseqüentemente, a perda da resistência ao vazamento, acontece para uma tensão axial de 441.44 [MPa].

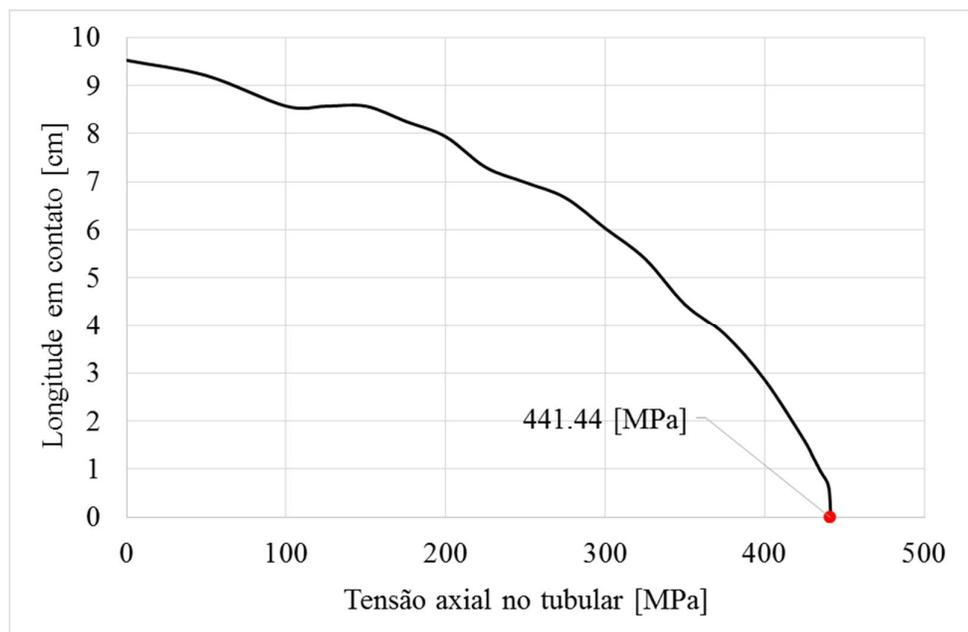


Figura 30. Comprimento em contato dos *stab flanks* conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L80.

4.4.2 Análises de vazamento sobre envolvente de Von Mises do tubular.

As envolventes de resistência de conexões definem os limites de cargas para garantir a integridade estrutural e estanqueidade. A qualificação de conexões por meio de testes baseia-se em combinações sobre a envolvente de resistência nominal, que é proporcionada pelo fabricante. Neste estudo, não se dispõem de envolventes que poderiam auxiliar na visualização de efeitos que levam à perda de estanqueidade.

Com propósito de determinar os efeitos na estanqueidade das combinações de carga (cargas axiais e pressão interna), adota-se um procedimento similar ao proposto no API 5C5 e WANG et al. (2011). Este procedimento consiste em avaliar a resposta estrutural da conexão para combinações de carga, baseada na superfície de Von Mises do tubular. O API 5C5 propõe a avaliação de conexões para a maior solicitação possível, desde que existam condições experimentais seguras. Avaliar a conexão sobre o limite de falha do tubular não pareceria uma boa prática. Porém, aproveitando as vantagens do uso de modelos em EF, na avaliação do comportamento, se adotam pontos sobre o limite da superfície de Von Mises do tubo de

revestimento. Por conseguinte, considera-se que avaliar a conexão da forma descrita, é representativo para observar efeitos que influem no vazamento.

4.4.2.1 Análise da conexão API 8 Round LTC 5 ½ 14lb/ft J55

A superfície de Von Mises do tubular da conexão API 8 Round LTC 5 ½ 14lb/ft J55 - normalizada para valores de tensão axial no tubular e pressão interna - calculada com equações derivadas da elasticidade presentes no API 5C3, é ilustrada na Figura 31. Neste trabalho são analisadas as solicitações de tração e pressão interna. Por tanto, são consideradas exclusivamente as combinações de carga do primeiro quadrante. Os pontos sobre a superfície, considerados para testar o comportamento da conexão, são mostrados na Tabela 4 e são ilustrados na Figura 31. Note-se que o primeiro ponto 1 sobre a superfície de Von Mises corresponde à tensão axial para perda do comprimento em contato.

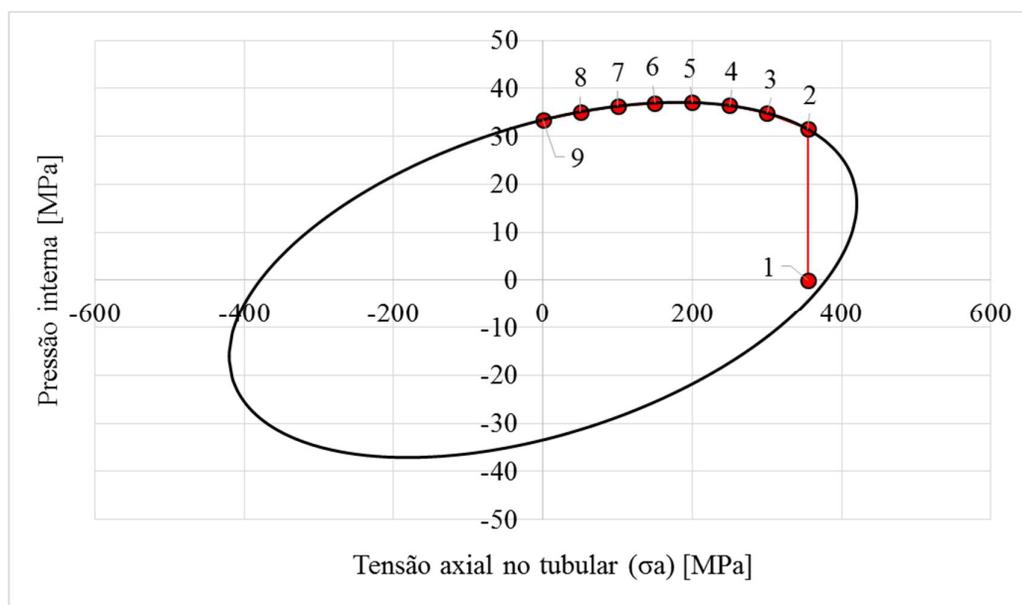


Figura 31. Envoltório de Von Mises do tubular 5 ½ 14 lb/ft J55.

Os valores de pressão de contato nos *stab flanks* obtidos, para os pontos de carga (combinações de solicitação axial e pressão interna na Tabela 4), são ilustrados na Figura 32. A pressão de contato máxima assume-se como a maior pressão próxima ao final do pino, como ilustrado nas figuras. A escolha da máxima pressão nesta localização é feita pensando na origem da penetração do fluido; longe do pino podem-se ter pressões maiores às pressões máximas

ilustradas; porém se as pressões nos *stab flanks* próximos ao fim do pino são insuficientes para conter as pressões internas, a penetração de fluido nos filetes, somada a um comprimento de contato insuficiente, ocasionaria a falha iminente por vazamento.

Pontos de carga para testes na superfície de Von Mises		
Ponto	σ_a [MPa]	Pi [MPa]
1	354.48	0
2	354.48	31.5084924
3	300	34.8856
4	250	36.4398
5	200	37.0629
6	150	36.9821
7	100	36.3163
8	50	35.1311
9	0	33.4603

Tabela 4. Pontos da envolvente de Von Mises para teste ao vazamento da conexão API 8 Round 5 ½ 14lb/ft J55.

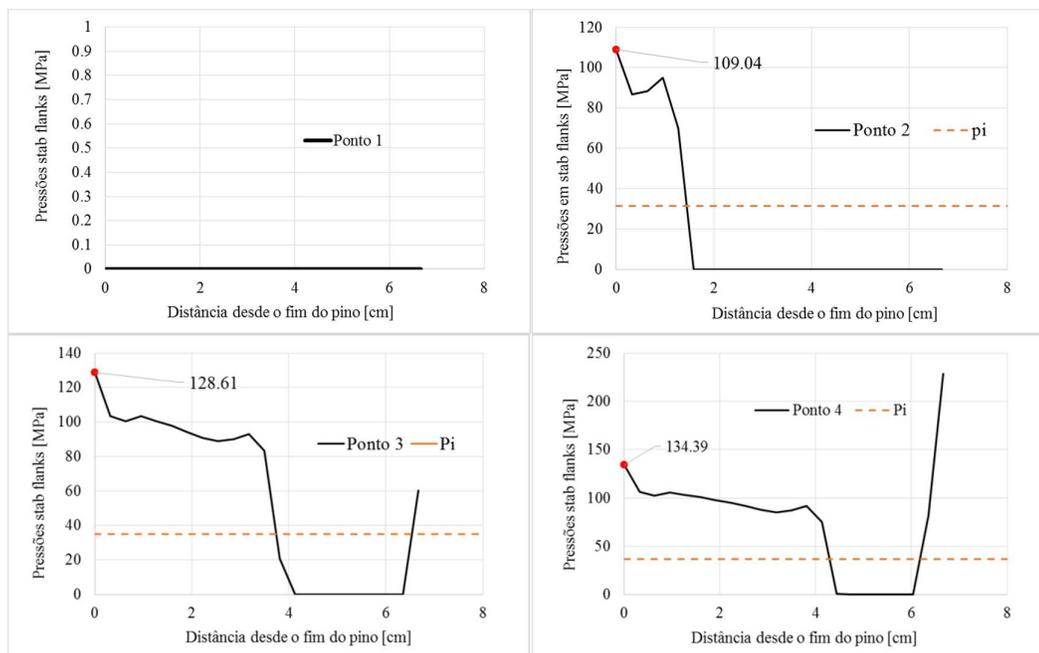
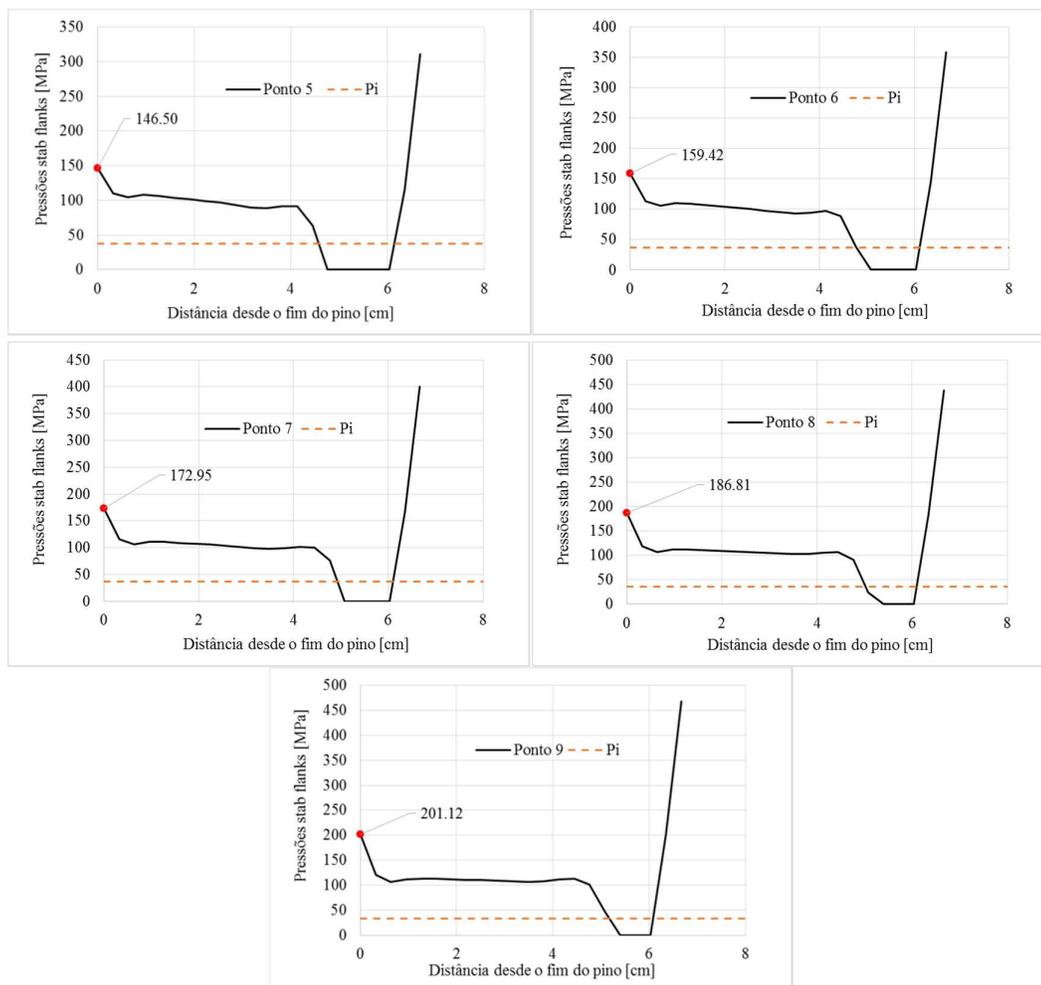


Figura 32. Pressões nos *stab flanks* para combinação de pressão interna e tensão axial sobre a superfície de Von Mises do tubular. Conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55.



Continuação Figura 32. Pressões nos stab flanks para combinação de pressão interna e tensão axial sobre a superfície de Von Mises do tubular. Conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55.

4.4.2.2 Análise da conexão API 8 Round LTC 9 5/8 47lb/ft L80

Similarmente, o procedimento é realizado para a conexão API 9 5/8 47 lb/ft L80, com objetivo de ampliar as observações. A envoltória de Von Misses para o tubular 9 5/8 47lb/ft L80 é mostrada na Figura 33. Os pontos para teste sobre a envoltória de Von Mises são listados na Tabela 5 e ilustrados Figura 33. Igualmente, nota-se que o primeiro ponto é adotado como o valor de tensão axial no tubular para perda de contato nos *stab flanks*. As pressões médias de contato nos *stab flanks*, para cada combinação de carga, são mostradas na Figura 34.

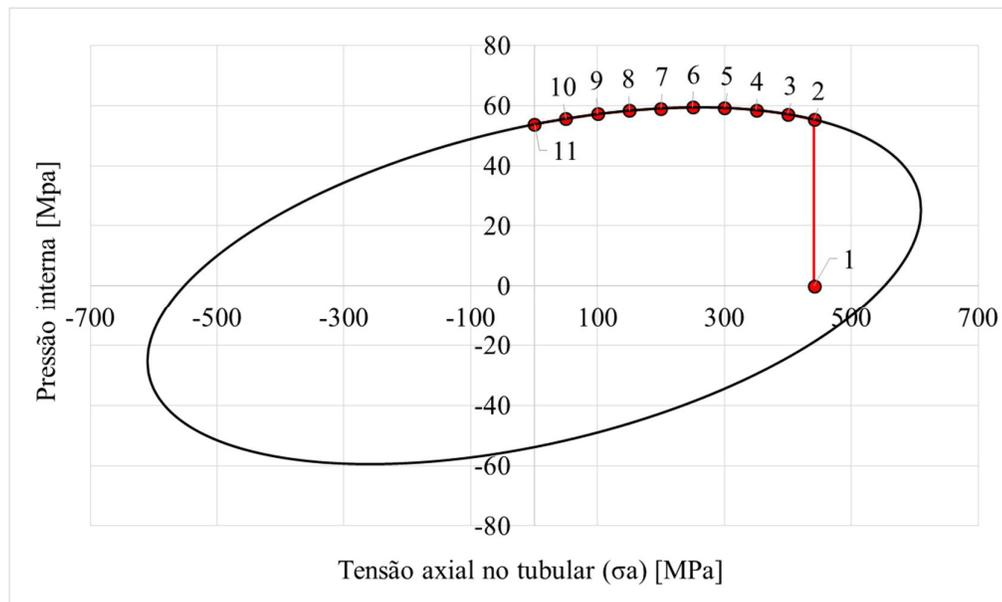


Figura 33. Envoltura de Von Mises do tubular 9 5/8 47lb/ft L80.

Pontos de carga para testes na superfície de Von Mises		
Ponto	σ_a [MPa]	P_i [MPa]
1	441.44	0
2	441.44	55.419
3	400	57.194
4	350	58.569
5	300	59.281
6	250	59.440
7	200	59.122
8	150	58.373
9	100	57.225
10	50	55.700
11	0	53.810

Tabela 5. Pontos da envoltura de Mises para teste ao vazamento da conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80.

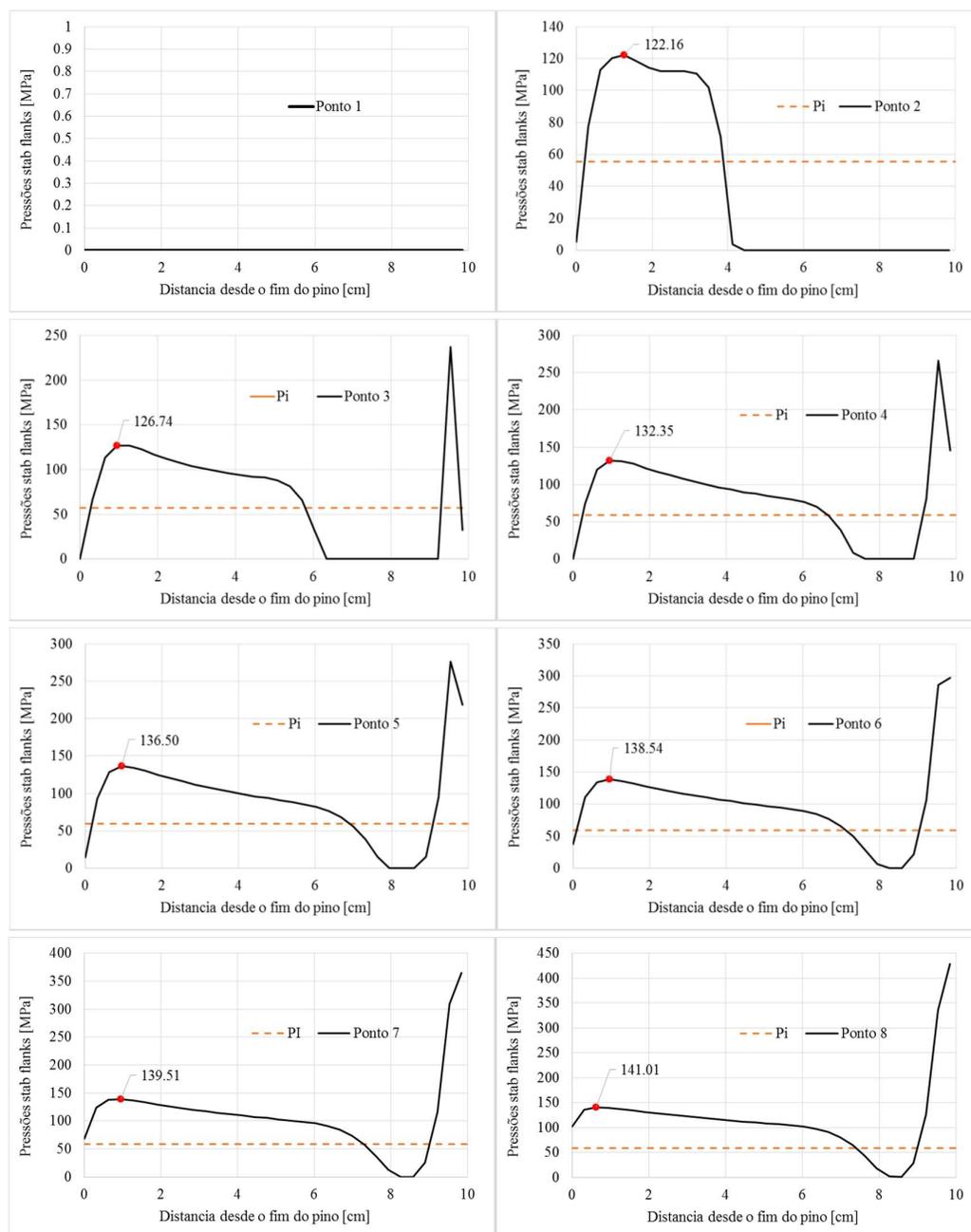
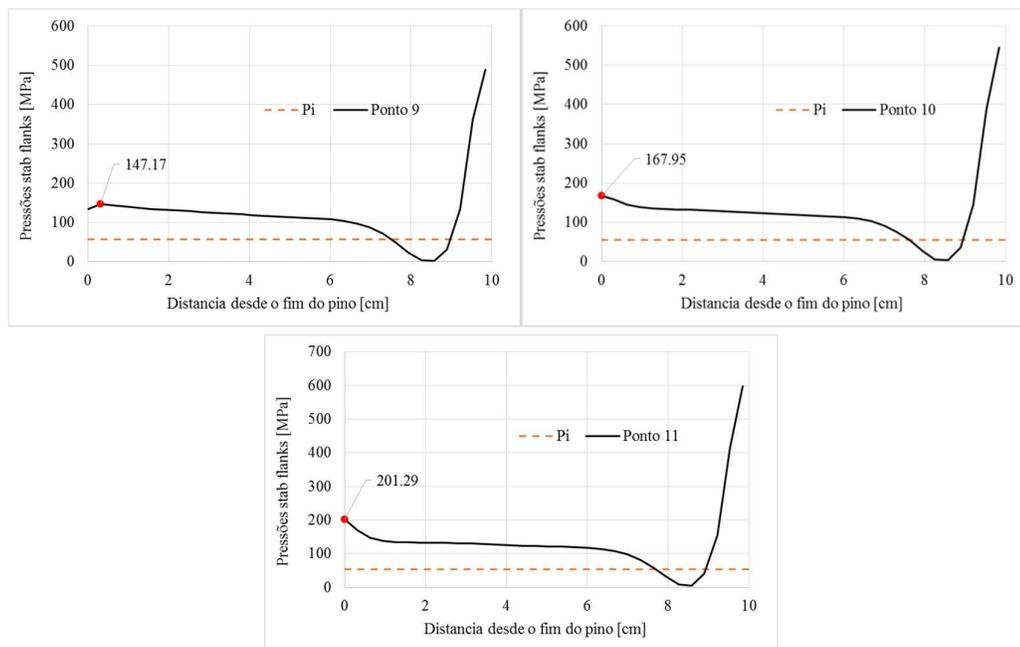


Figura 34. Pressões nos *stab flanks*. Conexão 9 5/8 47lb/ft L80. Pontos sobre a envolvente de resistência de Von Mises do tubular.



Continuação Figura 34. Pressões nos *stab flanks*. Conexão 9 5/8 47lb/ft L80. Pontos sobre a envolvente de resistência de Von Mises do tubular.

4.4.2.3 Avaliação da pressão de contato nos *stab flanks* versus pressão interna.

Além do critério de mínimo comprimento de contato, muitos autores caracterizam a falha por vazamento em conexões API 8 Round pela presença de pressões de contato, nos *stab flanks*, menores que a pressão interna. A partir da solicitação por pressões internas, e as pressões de contato nos *stab flanks* - Figura 32 e Figura 34 - podem-se extrair algumas observações:

1. Na maioria das análises sempre há uma região onde as pressões de contato são nulas; no entanto, nota-se que a região é localizada longe do fim do pino. Entre essa região e o fim do pino, as pressões de contato dos *stab flanks* são maiores que a pressão interna aplicada; ou seja, não aconteceria vazamento.
2. Observando o comportamento da conexão 9 5/8 47 L-80 (Figura 32), para valores consideráveis de tensão axial no tubular, a pressão de contato nos *stab flanks* cai para valores menores que a pressão interna. Assim, pode-se imaginar que ocorre vazamento no primeiro filete no fim do pino. No entanto, as pressões nos filetes seguintes sendo maiores que a pressão interna aplicada, impediriam que o fluido continuasse penetrando, evitando o vazamento.

3. Como consequência das observações anteriores, resulta que nenhuma das conexões analisadas apresentaria falha por vazamento.
4. A única combinação de solicitações que levaria a falha por vazamento, de acordo com as hipóteses adotadas, seria quando as ações levam à eliminação do comprimento de contato dos *stab flanks*, que acontece para valores de carga axial acima do primeiro ponto de carga na envoltória de Von Mises dos tubulares.

4.4.2.4 Comentário dos resultados e do procedimento adotado.

A conclusão de que “nenhuma das conexões analisadas apresentaria falha por vazamento”, item 3 acima, decorre da observação que de há pressões nos filetes que são maiores que a pressão interna. Esta conclusão é, e nem poderia ser feita de forma mais contundente, pelo desconhecimento da atuação do fluido na pressurização. Por exemplo, nota-se que na combinação de carga correspondente ao ponto 2 (Figura 32), a conexão apresenta resistência à pressão interna; porém no ponto 1, que possui a mesma solicitação axial, se evidencia grande propensão à falha. Das questões anteriores, resulta que ainda que o método proposto permite analisar o comportamento e a vulnerabilidade da conexão, não é adequado para caracterizar a resistência ao vazamento com uso do modelo em elementos finitos. Assim, testes de estanqueidade de conexões seguem sendo imprescindíveis, uma vez que refletem fenômenos difíceis de incluir na modelagem numérica.

4.4.3 Problema de excessiva plastificação e da ordem de aplicação das solicitações

Na busca de um procedimento para avaliação da resistência à estanqueidade, testaram-se outras combinações de carga fora da envoltória de Von Mises dos tubulares; pensando que maiores magnitudes de solicitações seriam de utilidade para magnificar efeitos que influem na falha. Análises particulares para combinações de carga serão omitidos neste trabalho. Porém, a continuação se apresentam observações de utilidade que contribuiram na avaliação da estanqueidade.

Para combinações de carga fora da envoltória de resistência dos tubulares, observou-se que, para atingir os critérios de falha (anular a longitude em contato e as pressões nos filetes) com aumento da pressão interna, é necessária uma maior magnitude da tração. Assim, foi idealizada a seguinte estratégia para caracterizar a resistência: para pressões internas constantes,

aumenta-se as solicitações axiais até reduzir as pressões de contato a níveis inadmissíveis. Este processo apresentou-se promitente na avaliação da estanqueidade.

Porém, com o aumento progressivo das solicitações, incrementa-se a plastificação do material. Junto com a plastificação excessiva, geram-se instabilidades numéricas nos modelos. Para altos níveis de solicitação, deformações plásticas consideráveis indicaram que o material se encontrava num estado perto da degradação da resistência (possível ruptura dos componentes), fenômeno não incluído na modelagem.

Outro problema surge pela ordem de aplicação das cargas no modelo em EF. Para maiores valores de pressão interna, é necessária a aplicação de maior carga axial após o torque de aperto. Uma carga axial consideravelmente alta induz a estrutura ao modo de falha por desacoplamento. No modelo numérico, como foi comentado, o problema de desacoplamento se traduz em dificuldades de convergência e, em consequência, na inabilidade para avaliar a estrutura na aplicação da pressão interna.

O problema exposto acima sugere alteração na ordem de aplicação dos carregamentos: aplicar primeiro a pressão interna, e depois a carga axial. Esta alteração solucionaria o problema de desacoplamento e permitiria analisar a estrutura no estado final de aplicação de cargas.

A envolvente de resistência ao vazamento obtida por este procedimento se comportaria como se mostra na Figura 35, considerando a excessiva plastificação e problemas de convergência numérica como limitantes.

Porém, segundo SCHWIND et al. (1995), o comportamento da envolvente não se ajusta qualitativamente as estimativas de capacidade, nem com a forma das envolventes de resistência de conexões apresentadas no API 5C3. Além disso, qualitativamente, a predição da estimativa da capacidade tenderia a sobrestimar a resistência ao vazamento.

Portanto, observa-se que a aplicação da carga axial, posterior à aplicação de pressão interna, resultaria na superestimação da capacidade ao vazamento. Ademais, favoreceria o desenvolvimento de deformações plásticas consideráveis. Estas observações mostram a importância da sequência de aplicação das cargas para a avaliação da estanqueidade.

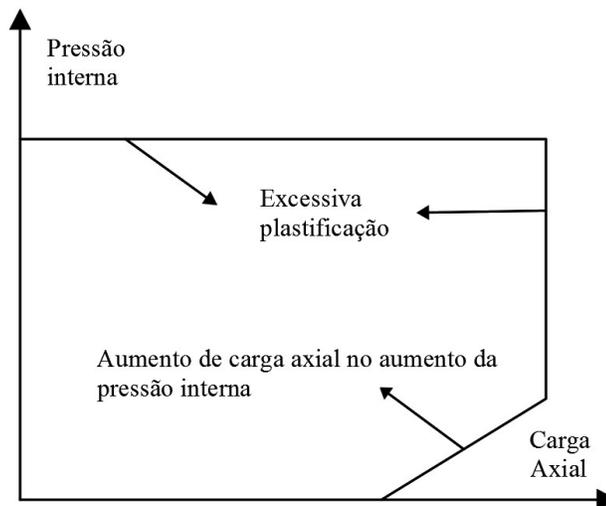


Figura 35. Comportamento projetado da capacidade das conexões.

4.4.4 Avaliação do vazamento considerando o estado estrutural após a tração.

A fim de fazer uma avaliação mais fiel da falha por vazamento, são feitas análises apenas considerando torque de aperto e posterior aplicação de tração. O carregamento de pressão interna não é considerado. Com esta análise, pretende-se caracterizar a resistência em função do estado estrutural anterior à pressurização. Esta consideração é conservadora; porém, julga-se que pode ser representativa em virtude de se analisar a predisposição da conexão em conter pressões impostas. Julga-se válida também em razão da dificuldade de prever o comportamento do fluido e sua possível penetração na rosca, durante a pressurização.

Adotam-se quatro diferentes hipóteses para a definição da capacidade, em função das pressões dos *stab flanks*. As hipóteses são utilizadas para avaliar, a partir das pressões nos *stab flanks*, a resistência à pressão interna (em função da carga axial aplicada). Assim, são obtidas quatro envolventes de resistência. A comparação das envolventes obtidas com valores da literatura permitirá apreciar a qualidade dos critérios para caracterizar perda de estanqueidade.

As quatro hipóteses são apresentadas a continuação e ilustradas na Figura 36:

- 1) A resistência da conexão depende da pressão de contato máxima, nos *stab flanks*, cuja localização seja próxima ao fim do pino.
- 2) A resistência da conexão é dada pela média de pressões de contato nos *stab flanks*, sobre o comprimento em contato vizinho ao fim do pino, excluindo valores extremos para evitar subestimar ou superestimar a capacidade.

- 3) A resistência da conexão é dada pela média de pressões de contato, nos *stab flanks*, sobre o comprimento em contato dos *stab flanks*.
- 4) A resistência da conexão é dada pela média de pressões de contato sobre o comprimento encaixado.

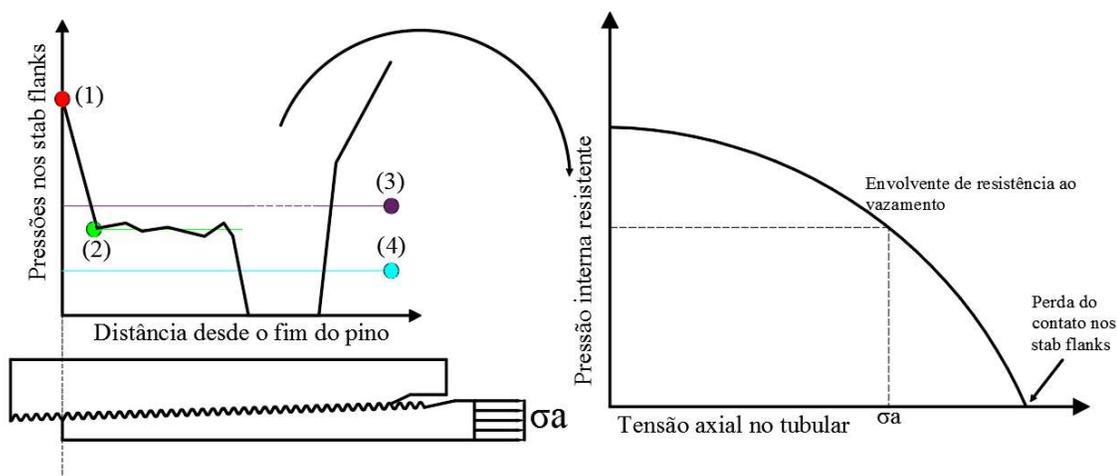


Figura 36. Critérios de falha adotados para caracterização da estanqueidade com base nas pressões de contato nos *stab flanks*.

4.4.4.1 Avaliação da resistência da conexão API 8 Round LTC 5 ½ 14lb/ft J55

Na Figura 37 ilustram-se as curvas de capacidade obtidas aplicando os 4 critérios, bem como a capacidade à estanqueidade proposta por SCHWIND et al. (1995) e três pontos de teste da conexão. Em nenhum destes três pontos ocorre vazamento.

A conexão é testada para os valores de tensão axial no tubular indicados na Tabela 6. A carga axial é aplicada após o torque de aperto exigido (3 giros após o aperto manual). O critério de mínimo comprimento é incluído no ponto de carga 15. Os valores das pressões de contato nos *stab flanks*, após aplicação de torque de aperto e de carga axial, são mostrados na Figura 38, onde se indica a máxima pressão de contato.

Ponto de carga	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Tensão no tubular [MPa]	0	50	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350	351	354.48

Tabela 6. Valores de carga axial para avaliação das pressões de contato nos *stab flanks*.
Conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55.

Nota-se que o primeiro critério tende a exagerar a capacidade ao vazamento. O segundo critério se ajusta melhor à curva de capacidade da referência. O terceiro critério sobrestima a capacidade para valores baixos de tensão axial (pontos de carga 1, 2, 3, 4, 5). Este efeito deve-se à influência dos valores de pressão nas extremidades do comprimento encaixado, que produzem uma variação acima da média. O quarto critério tende a ser demasiado conservador; esperava-se este comportamento, pois se calcula a média de pressões sobre toda a longitude da conexão, que diminui, no aumento de tensão axial no tubular.

Conforme as observações, é razoável utilizar o segundo critério de falha para avaliação do vazamento. Assume-se desta maneira que o aporte de resistência ao vazamento da conexão é dado principalmente pelas pressões de contato dos *stab flanks* perto do fim do pino, desprezando os efeitos locais do primeiro filete engrenado. Entende-se que as pressões no primeiro filete engrenado são mais dependentes da geometria da rosca, não exatamente representada no modelo axissimétrico. Isto justificaria a hipótese de desconsiderar pressões no primeiro filete engrenado. Contudo, para os pontos de carga 13 e 14, assumiu-se que o filete perto do final do pino aporta uma resistência residual que está de acordo com o resultado da referência.

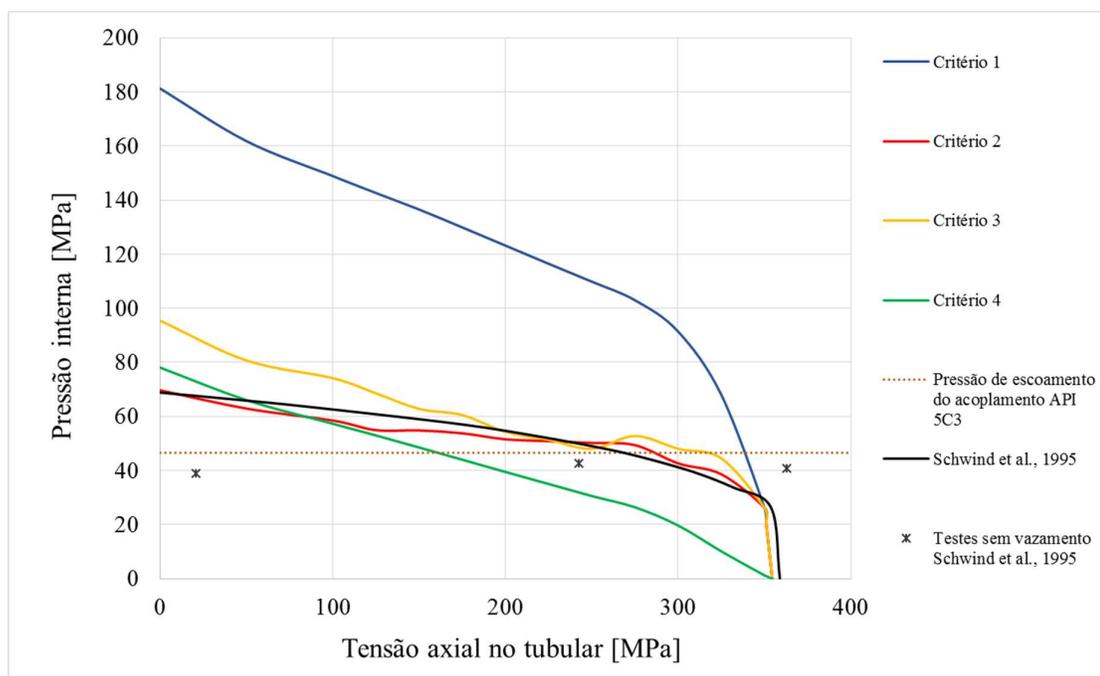


Figura 37. Curvas de capacidade ao vazamento para diferentes critérios de falha e referência. Conexão API 8 Round 5 ½ 14lb/ft J55

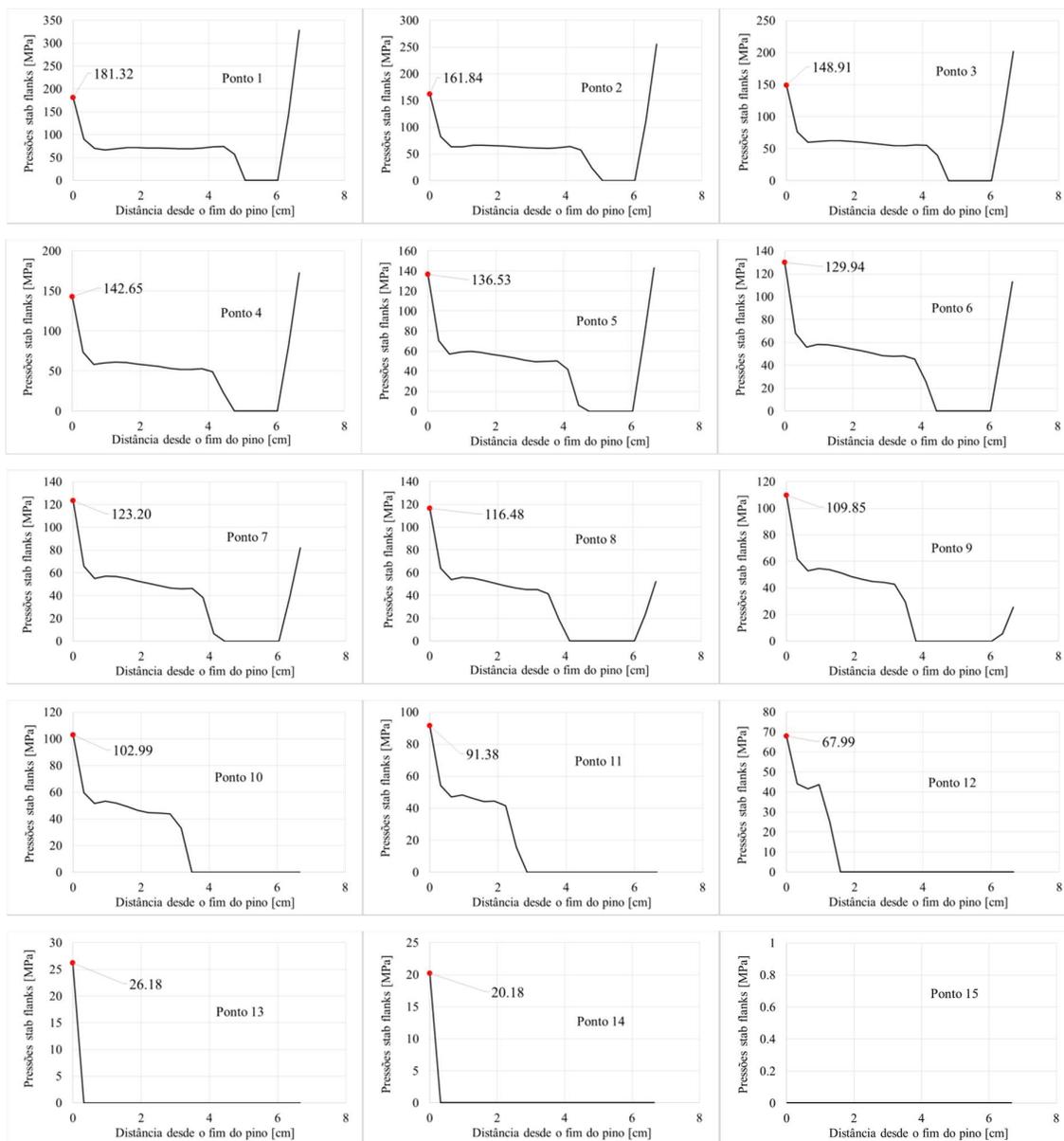


Figura 38. Valores das pressões de contato nos *stab flanks*. Torque de aperto e carga axial. Conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55.

Apresenta-se, na Figura 39, a resistência calculada pelo segundo critério de falha para os valores de tração 1 até 15 da Tabela 6. Nota-se também que o valor de tensão axial para perda do comprimento em contato (Figura 39) concorda bem com a referência. Assim, validam-se as hipóteses adotadas para controle do mínimo comprimento em contato.

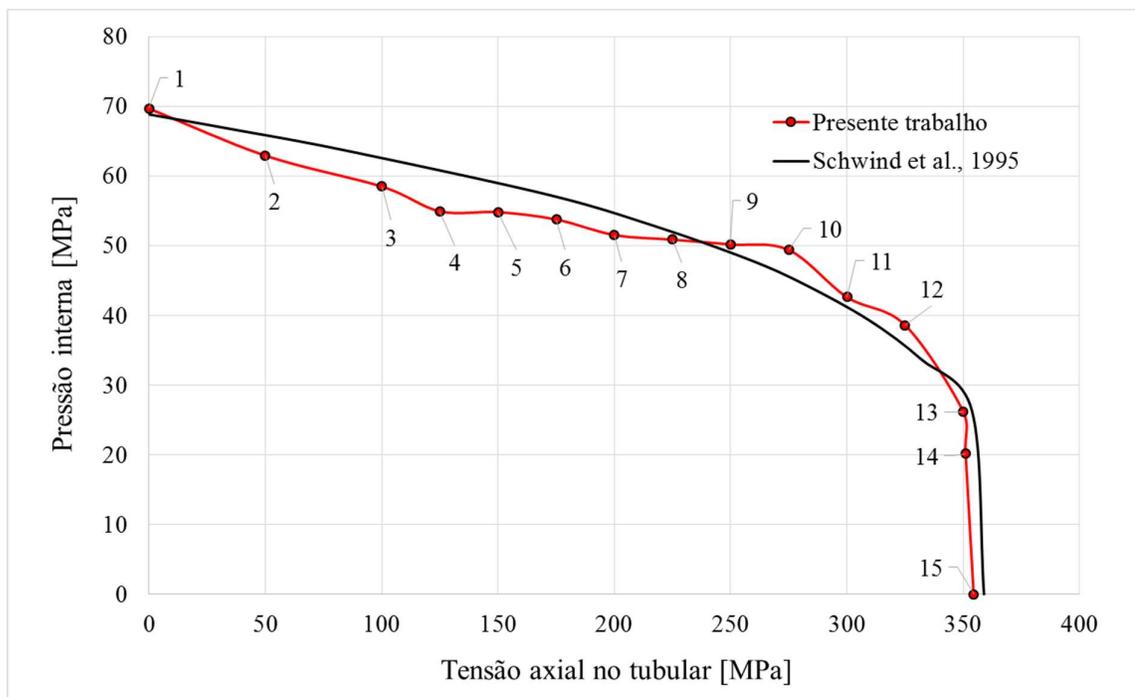


Figura 39. Curva de capacidade ao vazamento da conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55 obtida no presente trabalho, comparada com referência.

4.4.4.2 Visualização de possíveis efeitos plásticos prejudiciais sobre a envolvente de resistência.

Na Figura 37, nota-se que a conexão é testada experimentalmente na referência, para valores de pressão interna que não superam a barreira de plastificação do acoplamento, como comentado por SCHWIND et al. (1995). Por outro lado, a pressão resistente projetada da referência, como do presente trabalho, supera o limite de resistência para plastificação do acoplamento proposto no API 5C3.

Dada a conhecida incidência dos efeitos plásticos na estanqueidade, pensou-se em limitar a curva de resistência ao vazamento de conexões para o limite de pressão interna para a plastificação do acoplamento, proposto no API 5C3. Porém, a proposta de limitar a curva de resistência obtida pelo valor obtido por norma é uma ideia que parece não muito indicada. Por este motivo, seria interessante a pesquisa, em posteriores estudos, do problema da plastificação e o efeito sobre a curva de resistência ao vazamento da conexão em base a testes e modelagem em elementos finitos.

Um estudo preliminar da influência dos efeitos plásticos devidos à pressão interna, é apresentado na sequencia deste texto. Nota-se, a partir das observações, que a redução da

resistência ao vazamento dependeria do valor da pressão interna aplicada. Para cada valor arbitrário de carga axial, e para ciclos de carga e descarga de pressão interna, curvas de capacidade diferentes seriam obtidas. Isto implicaria desafios na definição de estados limites.

4.4.4.3 Avaliação da resistência da conexão API 8 Round LTC 9 5/8 47lb/ft L80

Com base nos critérios estabelecidos, estima-se a capacidade ao vazamento para a conexão API 8 Round 9 5/8’’ 47 lb/ft L 80. A conexão é testada para os valores de tensão axial no tubular indicados na Tabela 7, que são aplicados após a simulação do torque de aperto de 3.5 giros requeridos por norma. A resistência prevista ao vazamento da conexão é mostrado na Figura 40, juntamente com a pressão para plastificação do acoplamento, segundo o API 5C3. Os valores das pressões e a pressão de contato máxima, nos *stab flanks*, são ilustrados na Figura 41.

Ponto de carga	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Tensão no tubular [MPa]	0	50	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	430	435	440	441.44

Tabela 7. Valores de carga axial para avaliação das pressões de contato nos *stab flanks*.
Conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L80.

É pertinente ressaltar diferenças com respeito à análise da conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55. É diferente o comportamento das pressões de contato. Para caracterizar a capacidade da conexão dos pontos de carga 1 até 18 se utiliza o segundo critério para caracterizar a resistência, desprezando valores extremos para evitar subestimar ou exagerar a resistência. Para os valores de tração dos pontos 12 até 18, nota-se perda de contato no flanco perto do fim do pino. Logo, por este efeito pode-se pensar que a conexão apresenta penetração de fluido na pressurização. Porém, considera-se que existe estanqueidade, consequência das pressões nos flancos, que permanecem em contato. O aporte da resistência nesta condição é calculado seguindo o segundo critério, desprezando o efeito da pressão nula no filete cerca ao fim do pino.

Por falta de dados experimentais, seria ousado afirmar que a resistência estimada corresponde à capacidade última ao vazamento da conexão. No entanto, segundo as hipóteses e critérios verificados, pode-se supor que se trate de uma estimativa adequada da capacidade.

Na Figura 40 também é mostrada a pressão interna necessária para plastificar o acoplamento, segundo o API 5C3. A pressão de plastificação do acoplamento é

consideravelmente maior que os valores de pressão interna resistente obtidos via EF. Portanto, espera-se efeitos notáveis da plastificação na capacidade da conexão, conforme estudo simplificado apresentado a seguir.

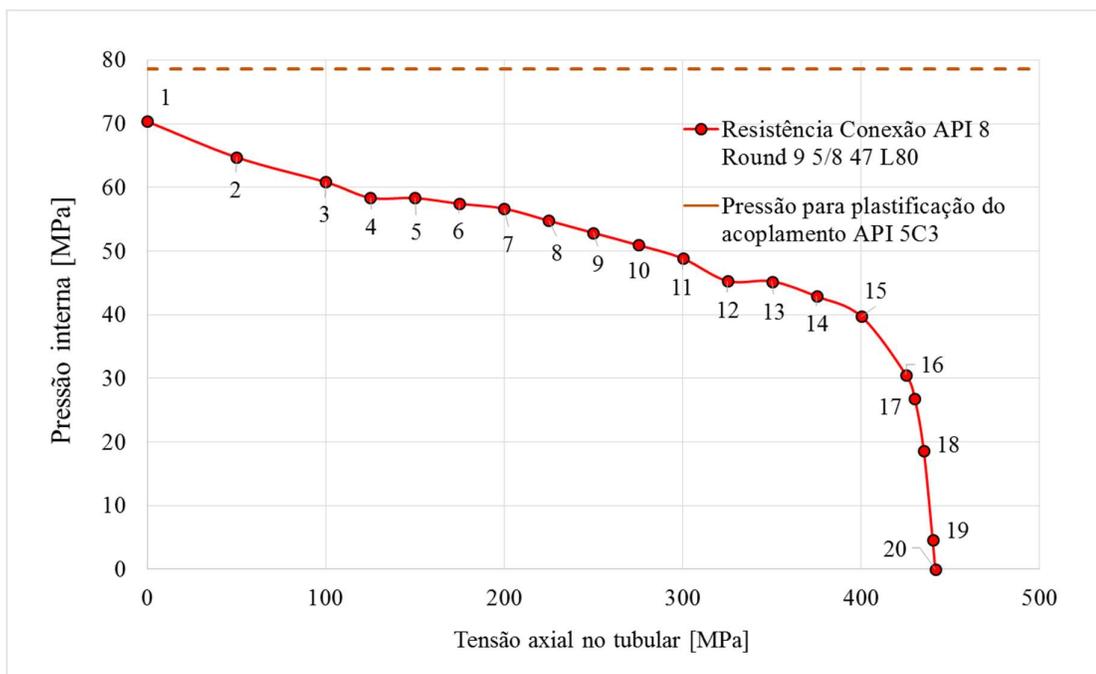


Figura 40. Estimativa da resistência ao vazamento da conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L 80.

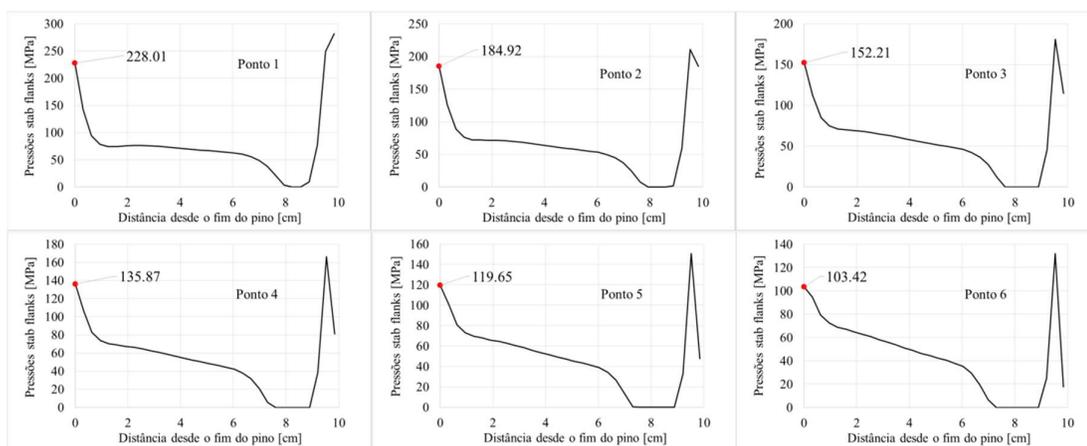
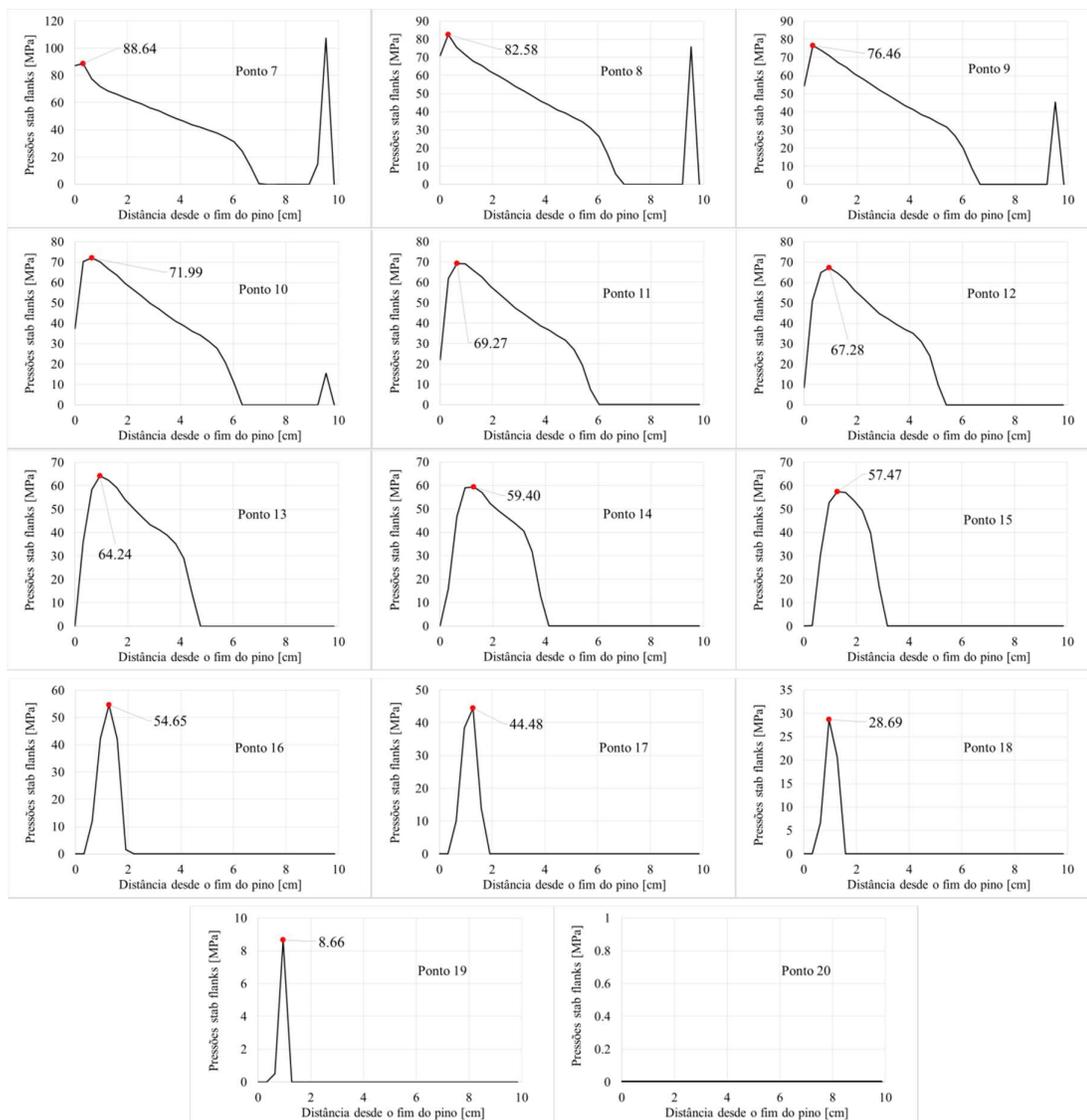


Figura 41. Valores das pressões de contato nos *stab flanks*. Torque de aperto e carga axial. Conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80.



Continuação Figura 41. Valores das pressões de contato nos *stab flanks*. Torque de aperto e carga axial. Conexão API 8 Round 9 5/8 47lb/ft L80.

4.5 INFLUÊNCIA DA PLASTICIDADE NO VAZAMENTO

O excesso de pressão interna pode comprometer a capacidade de selo da conexão, por produzir plastificação e deformação permanente no acoplamento. O efeito deve fazer parte dos critérios para avaliação do vazamento, como é comentado por SCHWIND et al. (1995), demonstrado experimentalmente por ASSANELLI et al. (1997) e como se evidencia nas normas API, implicitamente, com as exigências para testes de conexões. Ensaios experimentais na

norma API 5C5 preveem este efeito, propondo a aplicação cíclica da pressão interna para detectar fuga do fluido contido.

É de interesse estudar os efeitos de plastificação, causados pela carga e descarga de pressão interna, sobre as pressões de contato nos filetes. Para tanto, introduz-se um passo de carga na simulação, posterior à aplicação de pressão interna na conexão. Neste passo pretende-se simular a despressurização da conexão. Durante a aplicação e descarga de pressão interna, se mantém o valor de tração aplicada. São consideradas três sequências de carga para análise. As pressões da rosca são analisadas no estado final da aplicação destes casos de carga:

Caso 1: Atuação de tensão axial no tubular de 344.747 [MPa]. Esta análise é feita para efeitos de comparação.

Caso 2: Atuação de tensão axial no tubular de 344.747 [MPa]; posterior aplicação de pressão interna 60 [MPa]; posterior descarga da pressão interna.

Caso 3: Atuação de tensão axial no tubular de 344.747 [MPa]; posterior aplicação de pressão interna 70 [MPa]; posterior descarga da pressão interna.

Valores baixos de pressão interna não são suficientes para observar os efeitos da plasticidade nos *stab flanks*, como é de se esperar. Para a aplicação de 10 e 20 MPa de pressão interna, por exemplo, a variação das pressões na rosca, ainda que existente, é pouco perceptível. Mostra-se na Figura 40 os valores de pressão de contato nos *stab flanks*, para os casos mencionados.

Observa-se que as pressões nos *stab flanks* diminuem com o ciclo de carga e descarga de pressão interna, e que o comprimento em contato diminui. Entende-se que estes efeitos sejam consequência da expansão do acoplamento que, de certa maneira, produz uma folga entre o tubular e o acoplamento após a despressurização, e traz como consequência a diminuição das pressões de contato.

Note-se que os valores de pressão interna considerados seriam seguros, em razão da magnitude da pressão interna requerida para plastificar o acoplamento, calculada segundo a norma API 5C3. Porém, utilizando os critérios de falha discutidos na seção anterior, é evidente que a avaliação da resistência seria distinta após a descarga de pressão.

O comportamento observado condiz com o que se observa nos testes de conexões e em serviço: incrementos súbitos de pressão dentro do poço podem diminuir a capacidade da conexão, após a descarga, ainda que não cheguem a ocasionar ruptura ou vazamento diretamente.

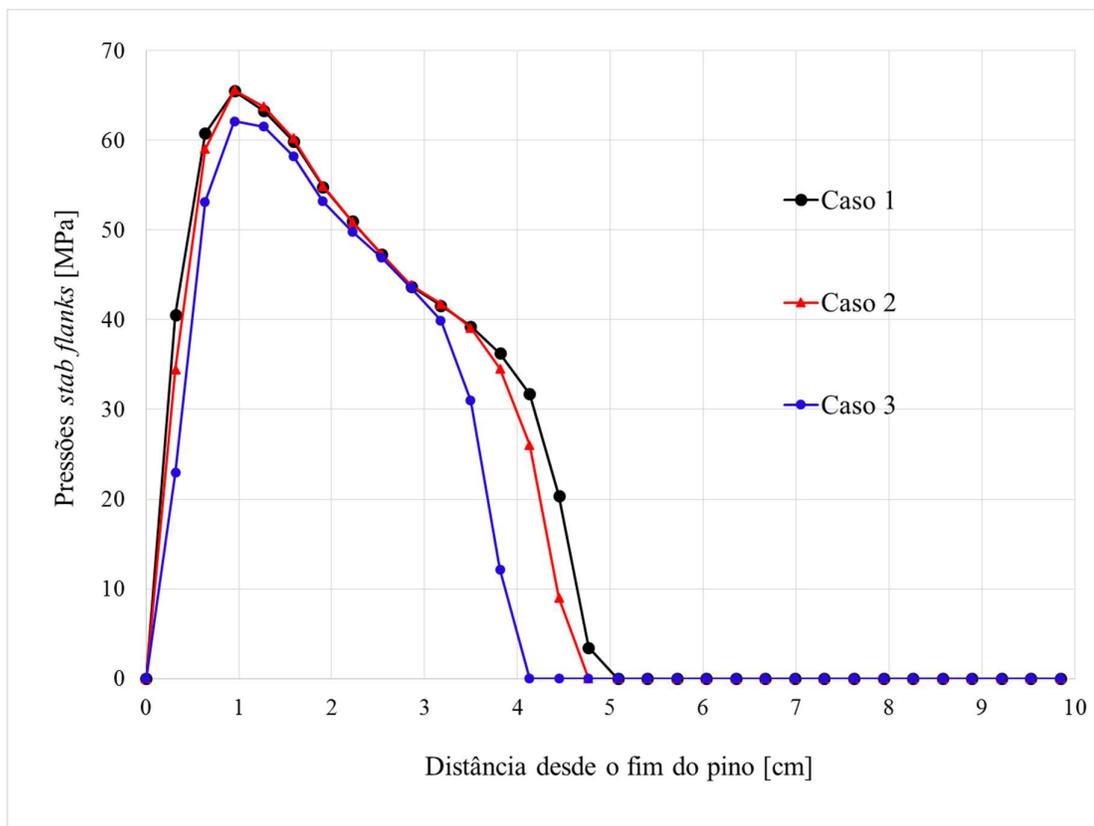


Figura 42. Efeito da plasticidade nas pressões dos *stab flanks*. Conexão 9 5/8 47 lb/ft L80.

4.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram estudados os principais modos de falha da conexão API 8 Round: perda de acoplamento, considerando os critérios de afastamento dos filetes em função da carga axial, e vazamento, considerando critérios de falha baseados nas pressões nos *stab flanks* e comprimento em contato.

Na perda de acoplamento, observou-se aumento significativo da separação nos filetes com baixos incrementos na zona de alta tração; onde coincidentemente se localiza a resistência limite para falha por desacoplamento, segundo a norma API. Resultados obtidos sugerem que o modo de falha pode ser avaliado de forma apropriada com o modelo numérico proposto.

Para caracterizar a falha por vazamento, foram propostos e estudados quatro critérios baseados nas pressões nos *stab flanks*. Estes critérios foram verificados na análise de uma conexão API 8-Round 5 1/2 14 lb/ft J55. A comparação com resultados da literatura mostrou que o critério 2 apresentou melhores resultados: “A resistência da conexão é dada pela média de

pressões de contato nos *stab flanks*, sobre o comprimento em contato vizinho ao fim do pino, excluindo valores extremos para evitar subestimar ou superestimar a capacidade”.

Em posterior análise, se estimou a capacidade para uma conexão API 8 Round 9 5/8 47 lb/ft L80, notando que os critérios de falha devem ser ajustados particularmente para conexões com diferentes geometrias, devido aos efeitos da mudança no comportamento das pressões nos flancos.

Deste estudo, resulta um método para descrever e estimar a falha por vazamento em conexões API 8 Round que pode ser útil na avaliação da estanqueidade de diferentes tipos de conexões. Outros fenômenos que agem a favor e em detrimento da resistência, como efeitos de temperatura, efeitos de corrosão e desgaste, deformações permanentes durante a montagem, etc, precisam ser investigados.

Testes continuam imprescindíveis para qualificar conexões na atualidade, dada a complexidade do problema e a limitação dos modelos. Todavia, o uso de modelos fidedignos em elementos finitos pode servir de forma complementar, reduzindo o número de testes.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

5.1 CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se um estudo de conexões de revestimento. Foram desenvolvidas e testadas hipóteses e apresentou-se um método para descrever a falha de conexões de revestimento, por meio de modelos numéricos. Foram considerados modelos de 2D com condição de axi-simetria. Foram desenvolvidos modelos em EF para duas geometrias em conexões API 8-Round LTC. Foram abordados os modos de falha por perda de acoplamento e por vazamento. Foram considerados carregamentos de torque de aperto, pressão interna e carga axial. Com base nos resultados obtidos e discutidos no estudo, chega-se as conclusões que seguem.

Sobre o modelo e as hipóteses de análise:

- Conseguiu-se compreender a influência das solicitações, as condições de contorno e de simetria, a importância da inclusão de diferentes não-linearidades: contato, geométrica e material, bem como a forma de refinamento da malha de EF.

- O modelo de 2D desenvolvido, com axissimetria, permite representar a falha da conexão por perda de acoplamento, com base na separação nos filetes, e por vazamento, com base na pressão de contato nos *stab flanks*.

- O modelo desenvolvido e estudado não leva em conta vários efeitos relevantes para a falha de conexões, e que ainda devem ser estudados: participação do composto de selo; influência da natureza do fluido; variação de temperatura; efeitos de corrosão e desgaste, deformações permanentes durante a montagem, e a consideração de incertezas na geometria e no material da conexão.

Sobre o modo de falha por perda do acoplamento:

- Na perda de acoplamento, observou-se aumento significativo da separação nos filetes com baixos incrementos na zona de alta tração; onde coincidentemente se localiza a resistência limite para falha por desacoplamento, segundo a norma API. Resultados obtidos sugerem que o modo de falha pode ser avaliado de forma apropriada com o modelo numérico proposto.

- A conexão API 8 Round estudada possui resistência à tração menor do que o corpo do tubular, o que a torna inapropriada para uso em alguns projetos, por exemplo em poços com presença de altas temperaturas, onde se originam esforços axiais consideráveis.

Sobre o modo de falha por vazamento:

- A ordem de aplicação das cargas tem grande impacto na avaliação da capacidade de conexões. Cargas de tração tendem a diminuir as pressões de contato nos filetes, enquanto pressões internas aumentam pressões de contato. Em estudos em elementos finitos e em testes, para falhas por desacoplamento e por vazamento, recomenda-se aplicação de força axial após o aperto, seguida da pressurização, pois deste modo o comportamento estrutural é mais representativo e também, mais conservador.

- Recomenda-se analisar o estado de pressões nos *stab flanks* quando aplicados apenas torque de aperto e carga axial. Ainda que a avaliação se torne mais conservadora, é mais adequada, tendo em conta a dificuldade de prever a penetração do fluido dentro da rosca.

- Com base na redução das pressões nos *stab flanks* pelo efeito da carga e descarga para valores altos de pressão interna; conclui-se que a plastificação por causa da pressurização contribui para redução da capacidade da conexão. A reprodução deste tipo de fenômeno no modelo numérico foi de grande importância para posteriores estudos de simulação de experimentos, onde se requer submeter a conexão a aplicações cíclica de cargas.

- Para caracterizar a falha por vazamento, foram propostos e estudados quatro critérios baseados nas pressões nos *stab flanks*. Estes critérios foram verificados na análise de uma conexão API 8-Round 5 ½ 14 lb/ft J55. A comparação com resultados da literatura mostrou que o critério 2 apresentou melhores resultados: “A resistência da conexão é dada pela média de pressões de contato nos *stab flanks*, sobre o comprimento em contato vizinho ao fim do pino, excluindo valores extremos para evitar subestimar ou superestimar a capacidade”.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Recomenda-se a realização de estudos sobre efeitos não considerados neste trabalho: participação do composto de selo; influência da natureza do fluido; variação de temperatura; efeitos de corrosão e desgaste, deformações permanentes durante a montagem, e a consideração de incertezas na geometria e no material da conexão.

Recomenda-se a reprodução, através de estudos em EF, de testes de conexões, com o objetivo de melhorar o procedimento e aprimorar os modelos. Particularmente, isto requer a modelagem do comportamento da conexão sob carregamento cíclico. O objetivo de longo prazo seria substituir, parcialmente, testes de qualificação de conexões por simulações em Elementos Finitos.

Propõe-se o estudo e a consideração das incertezas geométricas, materiais e operacionais que afetam o desempenho em serviço das conexões. O objetivo de longo prazo seria a obtenção de envoltórias estatísticas para a resistência, com curvas P1, P50 e P99. O conhecimento de tais envoltórias é fundamental para análises de confiabilidade e de risco de poços (BECK, 2014; LEMAIRE et al., 2010; MELCHERS, 1999). Para este tipo de estudo, também é fundamental compreender efeitos de degradação da resistência com o tempo, como desgaste e corrosão.

Alguns autores têm abordado a questão da quantificação de incertezas e análise de risco em revestimento de poços.

HINTON (1998) comenta a importância de projetar revestimentos a partir de análise de risco e incertezas, para condições extremas de pressão e temperatura; onde as equações de dimensionamento por métodos de resistência tendem a ser muito conservadoras. ADAMS e REEVES (1993) descrevem um método de análise quantitativa de risco para revestimento, usando a teoria da confiabilidade estrutural; a partir de probabilidades de falha alvo, calculam fatores de segurança adequados. Adicionalmente, ADAMS e HODGSON (1999) comentam que o projeto convencional de poços é extremamente conservador, gerando custos desnecessários. O projeto estrutural deve apresentar níveis de segurança adequados, tendo em conta as incertezas nas solicitações; que são maiores para poços em condições HPHT.

ADAMS et al. (1998) observam limitações das equações para cálculo de colapso em tubulares propostas na norma API. ADAMS et al. (2003) fizeram um estudo de confiabilidade estrutural sobre o colapso de tubulares, partindo de equações de estado limite propostas na literatura. Também sobre o colapso em tubulares, LIAO et al. (2012), estudaram a avaliação quantitativa baseada em risco da resistência ao colapso com ação de pressão interna. Adicionalmente, LONG et al. (2013) pesquisam relações entre fatores de segurança e probabilidades de sobrevivência ao colapso dos tubulares de revestimento. ZHANG e FENG (2013) utilizam a simulação de Monte Carlo para calcular a probabilidade de ruptura de tubulares de revestimento sujeitos a pressão interna. GOUVEIA et al. (2014) estudam com base na teoria de confiabilidade estrutural as equações clássicas de colapso e resistência a ruptura

(*burst strength*) de tubulares, incluídas na normativa API. Também, CHANTOSE et al. (2011) estudam as probabilidades de falha de revestimentos devido ao escoamento do aço e ocorrência de flambagem.

Particularmente sobre conexões, VALIGURA e TALLIN (2005) tratam o problema de probabilidades de falha para vazamento em condições HPHT. Os autores mostram um modelo simples para calcular probabilidades de falha de conexões na coluna de revestimento elaborado por *Shell*, que depende de probabilidades atribuídas a erros de projeção da estrutura, defeitos, inspeção e manufatura de material.

Nota-se na literatura a ausência de estudos de confiabilidade estrutural de conexões. Portanto, é oportuno propor para estudos futuros a avaliação de segurança das conexões, desde o ponto de vista probabilístico, prevendo aportes interessantes sobre a segurança no projeto de revestimento de poço.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADAMS, A. J. et al. Casing System Risk Analysis Using Structural Reliability Inthe eecond part Urmv. **conf**, p. 169–178, 1993.
- ADAMS, A. J.; HODGSON, T. Calibration of Casing / Tubing Design Criteria by Use of Structural Reliability Techniques. **SPE Drilling & Completion**, n. May 1998, p. 21–27, 1999.
- ADAMS, A. J.; MOORE, P. W.; PAYNE, M. L. Calibration of Design Collapse Strengths for Quenched and Tempered Pip. **SPE Drilling & Completion**, v. 18, n. 3, 2003.
- ADAMS, A. J.; WARREN, A. V. R.; MASSON, P. C. On the development of reliability-based design rules for casing collapse. **SPE Applied Technology Workshop on Risk Based Design of Well Casing and Tubing**, 1998.
- ALLEN, M. B.; SCHWIND, B. E.; WOOLEY, G. R. **Investigation of leak resistance of API 8-Round Connectors in tension. Final report for API PRAC Project 84-53.** [s.l: s.n.].
- API. API 5C1: Recommended Practice for Care and Use of Casing and Tubing. **American Petroleum Institute**, n. 1999, 1999.
- API. API 5B : Specification for Threading, Gauging and Thread Inspection of Casing, Tubing, and Line Pipe Threads. **American Petroleum Institute**, n. American Petroleum Institute, 2008.
- API. API 5CT: Specification for Casing and Tubing. **American Petroleum Institute**, 2011.
- ASBILL, W. T.; PATTILLO, P. D.; ROGERS, W. M. Investigation of API 8 Round Casing Connection Performance- Part I : Introduction and Method of Analysis. **Energy Resources Technology**, v. 106, n. 83, p. 130–136, 1984a.
- ASBILL, W. T.; PATTILLO, P. D.; ROGERS, W. M. Investigation of API 8 Round Casing Connection Performance- Part II : Stresses and Criteria. **Energy Resources Technology**, v. 106, n. 83, p. 137–143, 1984b.
- ASBILL, W. T.; PATTILLO, P. D.; ROGERS, W. M. Investigation of API 8 Round Casing Connection Performance- Part III : Sealability and Torque. **Energy Resources Technology**, v. 106, n. 83, p. 144–152, 1984c.
- ASSANELLI, A. P. et al. Numerical/Experimental Analysis of an API 8-Round Connection. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 119, n. June 1997, p. 3–10, 1997.
- ASSANELLI, A. P.; DVORKIN, E. N. Finite Element Models of OCTG Threaded Connections. **Computers & Structures**, v. 47, n. 4–5, p. 725–734, 1993.
- BADICIOIU, M.; TEODORIU, C. Sealing Capacity of API Connections - Theoretical and

- Experimental Results. **SPE Drilling & Completion**, v. 24, n. 1, p. 96–103, 2009.
- BAHAI, H. A parametric model for axial and bending stress concentration factors in API drillstring threaded connectors. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 78, n. 7, p. 495–505, 2001.
- BARAGETTI, S. Effects of Taper Variation on Conical Threaded Connections Load Distribution. **Journal of Mechanical Design**, v. 124, n. 2, p. 320, 2002.
- BARAGETTI, S.; TERRANOVA, A. Effects of Over-Torque on Stress Relief in Conical Threaded Connections. **Journal of Mechanical Design**, v. 126, n. 2, p. 351, 2004.
- BECK, A. T. **Curso de Confiabilidade estrutural**. São Carlos: SET - EESC - Universidade de São Paulo, 2014.
- CHANTOSE, P. et al. Structural Reliability: Assessing the Condition and Reliability of Casing in Compacting Reservoirs. **International Petroleum Technology Conference, Thailand**, n. November, p. 1–15, 2011.
- CHEN, F. et al. The Reliability Evaluation of Threaded Connections in Challenging Drilling by Three-Dimensional Finite Element Analysis. **Advanced Materials Research**, v. 690–693, p. 2831–2839, 2013.
- CHEN, S. et al. Finite element analysis of tooth load distribution on P-110S conic threaded connections. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 88, n. 2–3, p. 88–93, 2011.
- CHILINGARIAN, G. V.; RAHMAN, S. S. **Casing design: Theory and practice**. The Netherlands: Elsevier, 1996. v. 16
- DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA. **Abaqus Analysis User's Manual V6.14**. [s.l: s.n.].
- DI, Q. et al. Three-dimensional mechanical analysis of the double-shouldered tool joint. **Shiyou Xuebao/Acta Petrolei Sinica**, v. 33, n. 5, 2012.
- DRAGONI, E. Effect of Thread Pitch and Frictional Coefficient on the Stress Concentration in Metric Nut-Bolt Connections. **Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, v. 116, n. February, p. 21–27, 1994.
- DVORKIN, E. N.; TOSCANO, R. G. Finite element models in the steel industry. **Computers & Structures**, v. 81, n. 8–11, p. 575–594, 2003.
- GOUVEIA, L. P. et al. Reliability-Based Study of Well Casing Strength Formulation. **5th International Conference on Computational Methods**, p. 1–15, 2014.
- HINTON, A. Will Risk Based Casing Design Mean Safer Wells? **Society of Petroleum**

Engineers Inc., 1998.

IRAWAN, S. et al. Effect of wear on the burst strength of 1-80 steel casing. **3rd International Conference of Mechanical Engineering Research**, v. 12027, 2015.

IRP, I. R. P. In Situ Heavy Oil Operations. An Industry Recommended Practice for the Canadian Oil and Gas Industry. v. Vol.3, 2012.

KLEVER, F. J.; TAMANO, T. A New OCTG Strength Equation for Collapse Under Combined Loads. **SPE Drilling & Completion**, v. 21, n. 3, p. 164–179, 2006.

LAURSEN, T. A. **Computational Contact and Impact Mechanics**. 2nd. ed. [s.l: s.n.].

LEMAIRE, M.; CHATEAUNEUF, A.; MITTEAU, J. C. **Structural Reliability**. Great Britain: Wiley, 2010.

LIAO, H.; GUAN, Z.; LONG, G. Quantitative Risk Assessment on Safety and Reliability of Casing Strength for Oil and Gas Wells. **Energy Procedia**, v. 17, p. 429–435, 2012.

LIN, Y. et al. Numerical and experimental distribution of stress fields for double shoulder tool joint. **Engineering Failure Analysis**, v. 18, n. 6, p. 1584–1594, 2011.

LONG, G.; GUAN, Z. C.; LIAO, H. L. Quantitative Risk Assessment of Oil Well Casing Strings under Non-Uniform External Loadings. **Advanced Materials Research**, v. 785–786, p. 1036–1040, 2013.

LUO, S.; WU, S. Effect of stress distribution on the tool joint failure of internal and external upset drill pipes. **Materials and Design**, v. 52, p. 308–314, 2013.

MACDONALD, K. A.; DEANS, W. F. Stress analysis of drillstring threaded connections using the finite element method. **Engineering Failure Analysis**, v. 2, n. 1, p. 1–30, mar. 1995.

MELCHERS, R. E. **Structural Reliability Analysis and Prediction**. 2nd. ed. England: Wiley, 1999.

MORITA, N.; SHIOZAWA, S. Stability Analysis of Casings During Plastic Deformation. **SPE Deepwater Drilling and Completions Conference**, n. September, p. 10–11, 2014.

MURTAGIAN, G. R. et al. Sealability of Stationary Metal-to-Metal Seals. **Journal of Tribology**, v. 126, n. 3, p. 591, 2004.

SCHWIND, B. E. Equations for Leak Resistance of API 8-Round Connectors in Tension. **Offshore Technology Conference**, 1987.

SCHWIND, B. E. et al. Threaded Connection Limit State Equations for Use in LRFD Tubular Design. **Offshore Technology Conference**, v. 2, n. 1, p. 1–4, 1995.

- SCHWIND, B. E.; WOOLEY, G. R. New Findings on Leak Resistance of API 8-Round Connectors. **SPE Production Engineering**, n. November, 1989.
- SHAHANI, A. R.; SHARIFI, S. M. H. Contact stress analysis and calculation of stress concentration factors at the tool joint of a drill pipe. **Materials and Design**, v. 30, n. 9, p. 3615–3621, 2009.
- SHUANLU, L. et al. Analysis of well casing connection pullout. **Engineering Failure Analysis**, v. 13, n. 4, p. 638–645, 2006.
- TAFRESHI, A.; DOVER, W. Stress analysis of drillstring threaded connections using the finite element method. **International Journal of Fatigue**, v. 15, n. 5, p. 429–438, 1993.
- TAO, G.; XIE, J. Analytical Evaluation of Casing Connections for Thermal Well Applications. **SPE Heavy Oil Conference**, n. June, p. 11–13, 2013.
- VALIGURA, G.; TALLIN, A. Connections for HPHT Well Applications and Connection Leak Probability. **Proceedings of SPE High Pressure/High Temperature Sour Well Design Applied Technology Workshop**, 2005.
- WANG, P. et al. Sealing Structure Analysis of a Non-API Tubing Connection during Load Envelope Test. **Applied Mechanics and Materials**, v. 121–126, p. 1669–1673, 2011.
- XIE, J.; TAO, G. Analysis of Casing Connections Subjected to Thermal Cycle Loading. **Abaqus Users' Conference, RI, USA**, p. 1–16, 2010.
- YONG, Z.; LIAN-XIN, G.; PENG-BIN, Y. Force analysis and tightening optimization of gas sealing drill pipe joints. **Engineering Failure Analysis**, v. 58, p. 173–183, 2015.
- YUAN, G. et al. Stress distribution of oil tubing thread connection during make and break process. **Engineering Failure Analysis**, v. 11, n. 4, p. 537–545, 2004.
- YUAN, G. et al. Numerical and experimental distribution of temperature and stress fields in API round threaded connection. **Engineering Failure Analysis**, v. 13, n. 8, p. 1275–1284, 2006.
- ZHANG, X. Y.; FENG, J. Reliability Analysis of Wear Casing Internal Pressure Strength. **Advanced Materials Research**, v. 652–654, p. 1362–1366, 2013.
- ZHANGHUA, L.; YONGGANG, L.; BO, T. Analysis of Jump-Out Loads about Connectors of Buttress and Round Threads of Casing. 2004.