

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

FELIPE SATO DE BARROS

**ESTUDO DE REDUÇÃO DE MASSA DA JUNTA SWIVEL UTILIZADO
NA INDÚSTRIA ÓLEO E GÁS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO
2016

FELIPE SATO DE BARROS

**ESTUDO DE REDUÇÃO DE MASSA DA JUNTA SWIVEL UTILIZADO
NA INDÚSTRIA ÓLEO E GÁS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em engenharia mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito para obtenção do título de “Engenheiro Mecânico” – Área de concentração: Engenharia mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto.

PATO BRANCO
2016

FOLHA DE APROVAÇÃO

ESTUDO DE REDUÇÃO DE MASSA DA JUNTA SWIVEL UTILIZADO NA INDÚSTRIA ÓLEO E GÁS

Felipe Sato de Barros

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 20/06/2016 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Rodrigo Villaca Santos
(UTFPR)

Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues
(UTFPR)

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto
(UTFPR)
Orientador

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

Dedico este trabalho aos meus pais Arnaldo e Célia, por multiplicarem nosso amor nos seus infinitos pequenos gestos. Seja por sempre arranjam tempo para uma conversa, pelo sempre presente beijo de boa noite, por deixarem para mim o último pedaço de sobremesa etc.

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos a todos aqueles que de alguma forma colaboraram para que a realização deste trabalho fosse possível.

Aos meus pais Arnaldo e Célia, que com muito carinho e apoio, não mediram esforços para que eu chegasse até esta etapa de minha vida.

Aos meus amigos, por todas as pizzas, risadas e apoio. Sem vocês não desejo imaginar como seria.

Aos amores passados e presentes, por, cada qual a seu tempo, darem cor ao meu mundo.

Aos professores da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – *Campus* Pato Branco, pelo conhecimento compartilhado ao longo da graduação, em especial ao meu Orientador Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto pela confiança, disponibilidade, dedicação e condução desse trabalho.

“...os furacões podem ser o impulso certo para o voo.”

Zack Magiezi

RESUMO

BARROS, Felipe. **Estudo de redução de massa da junta *swivel* utilizado na indústria óleo e gás.** 2016, 80 pág. Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica – Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR. Pato Branco, 2016.

Este estudo procura analisar o projeto de uma junta *swivel* verificando sua integridade estrutural a fim de reduzir a massa de seus principais componentes. Utiliza-se para esta finalidade o método dos elementos finitos, onde é aplicado para os métodos de análise contra colapso plástico, vigentes na norma API 17G/ISO 13628-7:2005. Escolhe-se os métodos: análise elástica e análise de carga limite. Os resultados mostram a eficácia do uso de elementos finitos durante as fases do processo de desenvolvimento do projeto, tanto referentes a concepção de novos produtos quanto na elaboração de produtos otimizados. Por meio de conhecimentos multidisciplinares, falhas prematuras podem ser corrigidas em suas fases iniciais, assim, possibilitando o desenvolvimento de um projeto mais racional com melhoria significativa de qualidade, confiabilidade, desempenho e competitividade.

Palavra-chave: Junta *swivel*. Redução de massa. Elementos finitos. Análise elástica. Carga limite.

ABSTRACT

BARROS, Felipe. **Mass reduction study of swivel joint used in the oil and gas industry.** 2016, 80 pág. Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica – Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR. Pato Branco, 2016.

This study seeks to analyze the design of a swivel joint checking its structural integrity in order to reduce the mass of its main components. It is used for this purpose the finite element method, which is applied to the methods of analysis against plastic collapse, current standard API 17G / ISO 13628-7: 2005. Choose the methods: elastic analysis and load analysis limit. The results show the effectiveness of using finite element during the phases of the project development process, both regarding the design of new products and in the development of optimized products. Through multidisciplinary knowledge, premature failure can be corrected in its early stages, thus enabling the development of a more rational design with significant improvement in quality, reliability, performance and competitiveness.

Keywords: Swivel joint. Mass reduction. Finite element. Elastic analysis. Load analysis limit.

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Número de elementos e nós em cada malha testada.....	67
Gráfico 2 - Média de qualidade de elemento.....	67
Gráfico 3 - Análise comparativa entre os resultados numéricos dos pontos selecionados para os três tipos de malha do estudo.....	70

LISTA DE IMAGENS

Figura 1 - Sistema de rotação com rotary table.....	18
Figura 2 - Sistema de circulação da lama (mud circulation).....	19
Figura 3 - Diagramas tensão-real de formação e tensão de engenharia de formação: (a) aço de baixo carbono; (b) aço de alto carbono temperado.....	20
Figura 4 - Alguns elementos finitos comuns.....	22
Figura 5 - Polígono usado para aplicação do método proposto por Courant.....	24
Figura 6 - Tensões em um elemento axissimétrico.....	25
Figura 7 - Linha de classificação de tensões.....	27
Figura 8 - Decomposição de tensões.....	28
Figura 9 - Encruamento de um material dúctil por trabalho mecânico a frio (a) primeiro trabalho (b) segundo trabalho.....	29
Figura 10 – Modelos não lineares.....	30
Figura 11 - Fator de condição de projeto.....	31
Figura 12 – Montagem da junta swivel.....	37
Figura 13 – Condições de contorno para o mandril.....	38
Figura 14 - Condições de contorno para o terminal sub e alojamento do rolamento.....	38
Figura 15 - Malha utilizada para a análise do mandril.....	40
Figura 16 - Malha utilizada para a análise do terminal sub.....	40
Figura 17 - Malha utilizada para a análise do alojamento do rolamento.....	41
Figura 18 - Arestas de contato utilizadas na malha.....	41
Figura 19 - Linhas de linearização a, b, c e d (esquerda à direita) para a análise elástica do mandril.....	44
Figura 20 - Linhas de linearização e, f, g e h (esquerda à direita) para a análise elástica do terminal sub.....	44
Figura 21 - Linhas de linearização i e j (esquerda à direita) para a análise elástica do alojamento do rolamento.....	45
Figura 22 - Dimensões parametrizadas para a redução de massa do mandril.....	48
Figura 23 - Tensão equivalente para o mandril na condição de pressão e tração (121°C).....	49
Figura 24 - Gráfico de linearização de tensões no mandril na condição de pressão e tração (121°C).....	49
Figura 25 - Tensão equivalente no mandril com 1x o carregamento e 2,2x o carregamento na condição de pressão e tração (22°C).....	50
Figura 26 - Comparação visual entre o mandril original e o modificado.....	51
Figura 27 - Dimensões parametrizadas para a modificação do terminal sub.....	53
Figura 28 - Tensão equivalente para o terminal sub na condição somente tração (121°C).....	54
Figura 29 - Gráfico de linearização de tensões no terminal sub na condição somente tração (121°C).....	54
Figura 30 - Região pontual (tensão de pico).....	55
Figura 31 - Tensão equivalente no terminal sub com 1x o carregamento e 2,45x o carregamento na condição somente tensão (4°C).....	56
Figura 32 - Comparação visual entre o terminal sub original e o modificado.....	57
Figura 33 - Dimensões parametrizadas para a modificação do alojamento do rolamento.....	58
Figura 34 - Tensão equivalente para o alojamento do rolamento na condição somente tração (121°C).....	59

Figura 35 - Gráfico de linearização de tensões no alojamento do rolamento na condição somente tração (121°C)	59
Figura 36 - Tensão equivalente no alojamento do rolamento com 1x o carregamento e 2,45x o carregamento na condição somente tensão (4°C)	60
Figura 37 - Comparação visual entre o alojamento do rolamento original e o modificado	61
Figura 38 - Exemplo de malhas testadas	66
Figura 39 - Caminhos e seus respectivos pontos retirados.....	68
Figura 40 - Dimensões do rolamento 29448 E	74
Figura 41 - características de cálculo do rolamento 29448 E	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tipos de tensões	34
Tabela 2 - Carregamentos da junta swivel	38
Tabela 3 - Materiais dos componentes da junta swivel.	39
Tabela 4 - estatísticas da malha.....	40
Tabela 5 - Limites admissíveis para cada tipo de tensão	43
Tabela 6 - <i>Load Steps</i> para a análise limite na condição de contorno somente devido a tração	46
Tabela 7 - <i>Load Steps</i> para a análise limite na condição de contorno devido a pressão e tração.....	46
Tabela 8 - Comparação entre massas do mandril original e o modificado.....	51
Tabela 9 - Rolamento 29448 E.....	52
Tabela 10 - Comparação entre massas do terminal sub original e o modificado	57
Tabela 11 - Comparação entre massas do alojamento do rolamento original e o modificado	61
Tabela 12 – Comparação dos resultados numéricos dos pontos 1 ao 8 para os três tipos de malha do estudo	69
Tabela 13 -Comparação dos resultados numéricos dos pontos 9 ao 15 para os três tipos de malha do estudo	69
Tabela 14 - Resumo dos resultados para análise elástica nas condição de contorno de tração	76
Tabela 15 - Resumo dos resultados para análise elástica nas condição de contorno de pressão e tração.....	76
Tabela 16 - Resumo dos resultados para análise de carga limite	77
Tabela 17 - Propriedades do material EM001 - SAE 8630.....	79
Tabela 18 - Propriedades do material EM-8630-95 - SAE 8630	79
Tabela 19 - Propriedades do material Bronze UNS C93700	79
Tabela 20 - Propriedades do material ASTM 105	80
Tabela 21 - Propriedades do material Structural Steel.....	80

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO	15
1.2 PROBLEMA	16
1.3 JUSTIFICATIVA	16
1.4 OBJETIVOS	16
1.4.1 Objetivos gerais.....	17
1.4.2 Objetivos específicos.....	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1 PLATAFORMA DE PERFURAÇÃO	17
2.1.1 Swivel	19
2.2 COMPORTAMENTO DO MATERIAL	20
2.3 TÉCNOLOGIA CAE/FEA.....	21
2.3.1 Tipos de elementos	22
2.4 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	23
2.4.1 História	23
2.4.2 Elementos sólidos axissimétricos	24
2.4.3 Análise elástica	26
2.4.4 Linearização de tensões no método de elementos finitos	26
2.4.4.1 Tensão primária	27
2.4.4.2 Tensão secundária	27
2.4.4.3 Tensão de pico.....	28
2.4.5 Análise plástica e análise limite.....	29
2.5 ANEXO D DA NORMA API 17G/ISO 13628-7:2005	30
2.5.1 API 17G – Item D.1.3 – Limites de resistência	31
2.5.2 API 17G – Item D.2.1 – Aspectos gerais para análises.....	32
2.5.3 API 17G – Item D.2.2 – Análises pelo método de elementos finitos	33
2.5.4 API 17G – Item D.2.3 – Análise elástica e linearização de tensões	33
2.5.5 API 17G – Item D.2.4 – Análise elástico plástica por elementos finitos	34
3 METODOLOGIA	36
3.1 MODELOS DE CAD.....	36
3.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO E CARREGAMENTOS.....	37
3.3 PROPRIEDADES MECÂNICAS E TÉRMICAS DOS MATERIAIS	39
3.4 MALHAS GERADAS	39
3.5 CRITÉRIOS DE ANÁLISE.....	42
3.5.1 API 17G – Item D.1.3 – Limites de resistência	42

3.5.2 API 17G – Item D.2.3 – Análise elástica e linearização de tensões	42
3.5.3 API 17G – Item D.2.4 – Análise elástico plástica por elementos finitos	45
3.6 ROLAMENTO.....	46
4 RESULTADOS.....	47
4.1 Mandril.....	47
4.1.1 Dimensões alteradas.....	47
4.1.2 Análise elástica	48
4.1.3 Análise limite	50
4.1.4 Comparação.....	51
4.2 Rolamento	52
4.3 Terminal Sub	52
4.3.1 Dimensões alteradas.....	52
4.3.2 Análise elástica	53
4.3.3 Análise limite	55
4.3.4 Comparações	57
4.4 Alojamento do rolamento.....	58
4.4.1 Dimensões alteradas.....	58
4.4.2 Análise elástica	58
4.4.3 Análise limite	60
4.4.4 Comparações	61
5 CONCLUSÃO	62
REFERÊNCIAS.....	63
APÊNDICE A – ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA.....	65
APÊNDICE B – ANÁLISE DO ROLAMENTO.....	71
APÊNDICE C – RESUMO DOS RESULTADOS.....	75
APÊNDICE D – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS UTILIZADOS.....	78

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Há, no mundo, uma tendência de que, majoritariamente, novos produtos sejam concebidos em países desenvolvidos. Isso se deve, segundo Rozenfeld (2006), ao fato de que normalmente os centros de desenvolvimento das corporações multinacionais estão neles localizados e onde os mercados têm maior poder aquisitivo. No Brasil, concentra-se a maior parte do desenvolvimento de produtos na área de adaptações e melhorias de produtos existentes, onde é voltado principalmente a adequação do produto e projeto às condições do mercado local.

A crescente competitividade do mercado faz crescer uma série de métodos, antes deixados de lado, para o desenvolvimento de produtos. Tais métodos têm por objetivo a otimização de produtos, podendo haver em sua produção menor uso de matéria prima, novas formas geométricas, melhores configurações de componentes e simplificação de etapas.

Neste trabalho ir-se-á traçar etapas para reduzir a massa de componentes de um *swivel*, utilizado em poços de perfuração. A característica principal do procedimento é a avaliação das consequências dos possíveis modos de falha e a imposição de limites admissíveis para cada um deles. Tais limites serão estabelecidos pela norma API RP 17G, que pode ser aplicada a modificações, operações de sistemas *workover risers* e reutilização em diferentes locais e com diferentes embarcações flutuantes. Pode-se, então, ter um projeto de maior confiabilidade, com uma significativa redução nos coeficientes de segurança utilizados anteriormente, ou seja, um maior aproveitamento das características dos materiais e conseqüentemente maior racionalidade.

1.2 PROBLEMA

Atualmente, exploração e produção de hidrocarbonetos são baseados na perfuração de poços, os quais a profundidade, em alguns casos, tem excedido dez quilômetros. A necessidade de limitar os custos atrelados ao processo, tem seu norte na otimização de técnicas e equipamentos, no conhecimento de problemas na perfuração, estabilidade das rochas a grandes profundidades etc.

Em profundidades com cerca de três mil metros, é preciso de aproximadamente sete horas para retirar a coluna de perfuração do poço e infiltrá-la novamente, quando, por exemplo, a broca é trocada. Conforme a profundidade aumenta, o tempo de perfuração aumenta em conjunto (para quatro mil metros são necessárias doze horas). O custo das operações *onshore* ficam em torno de vinte e cinco mil euros por dia, enquanto para *offshore* pode exceder duzentos mil euros por dia. (MACINI, 2005).

1.3 JUSTIFICATIVA

O trabalho ajudará a diminuir material, na linha de produção, desnecessários ao projeto de *swivel*, levando, conseqüentemente, à diminuição de custos. Pode, também, ser usado para tratar da análise para redução de massa em outros tipos de componentes, sendo necessário somente mudar características de forma e parâmetros ligados ao componente, generalizando os procedimentos aqui mostrados a outras áreas.

1.4 OBJETIVOS

O estudo realizou-se visando à redução de massa no projeto utilizando as metodologias de Elementos finitos (FEA).

Aristóteles generalizava, “a natureza é para algo”, ou seja, a forma estava ligada diretamente a finalidade. Acreditava-se que na natureza, se soubesse qual a finalidade de um objeto analisado, veria que sua forma é a ideal para seu fim. Assim, neste trabalho, sabendo-se dos contornos requeridos ao equipamento, gera-se um objeto com a forma mais próxima ao ideal.

1.4.1 Objetivos gerais

Desenvolver, utilizando ferramentas computacionais, que utilizam como base a teoria de elementos finitos, uma alteração geométrica em regiões específicas da junta *swivel*, otimizando o projeto, com o objetivo de minimizar a massa, na condição extrema de operação, analisando os requisitos da norma API 17G/ISO 13628-7:2005.

1.4.2 Objetivos específicos

- Identificar os carregamentos de contorno do equipamento;
- Definir requisitos normativos do projeto e análise;
- Elaboração do modelo via elementos finitos;
- Reproduzir e avaliar o método de projeto vigente;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PLATAFORMA DE PERFURAÇÃO

As plataformas, em sua maioria, não são de propriedade das companhias de óleo e gás, e sim, de companhias de perfuração, sendo estas responsáveis pela construção dos poços e até mesmo operadores.

Há inúmeros equipamentos envolvidos no processo de perfuração, no que tange este trabalho, alguns mecanismos devem ser mencionados. A broca é rotacionada por um conjunto de tubos. Na extremidade há um tubo especial com formato de seção quadrado ou hexagonal, chamado de *kelly*, o qual passa pela mesa rotatória e transmite movimento de rotação. A equipamento *kelly* é aparafusado ao *swivel*, que por sua vez, conecta-se ao gancho operado por uma talha e uma torre. (MACINI, 2005).

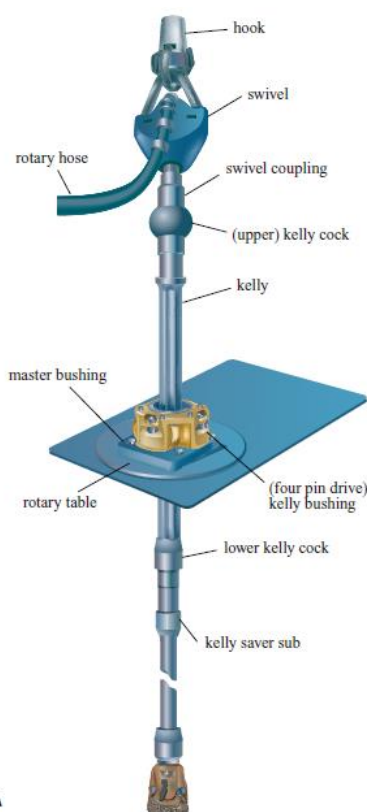


Figura 1 - Sistema de rotação com rotary table

Fonte: Macini, (2005).

O fluido de perfuração circula por um circuito fechado. O *swivel* de perfuração começa esse circuito, onde o fluido entra por ele e é direcionado a coluna de perfuração e conseqüentemente a broca, limpando o fundo do poço e então elevando-se entre a coluna de perfuração e as paredes do poço. Essa mistura de fluido e minerais grossos é separado no equipamento chamado *shale shaker* e continua até o *mud tank*. Sequencialmente é transportado às *mud pumps* que manda ao *swivel* de

perfuração, via um cano rígido, chamado *standpipe* e uma mangueira flexível, fechando-se o circuito. (MACINI, 2005).

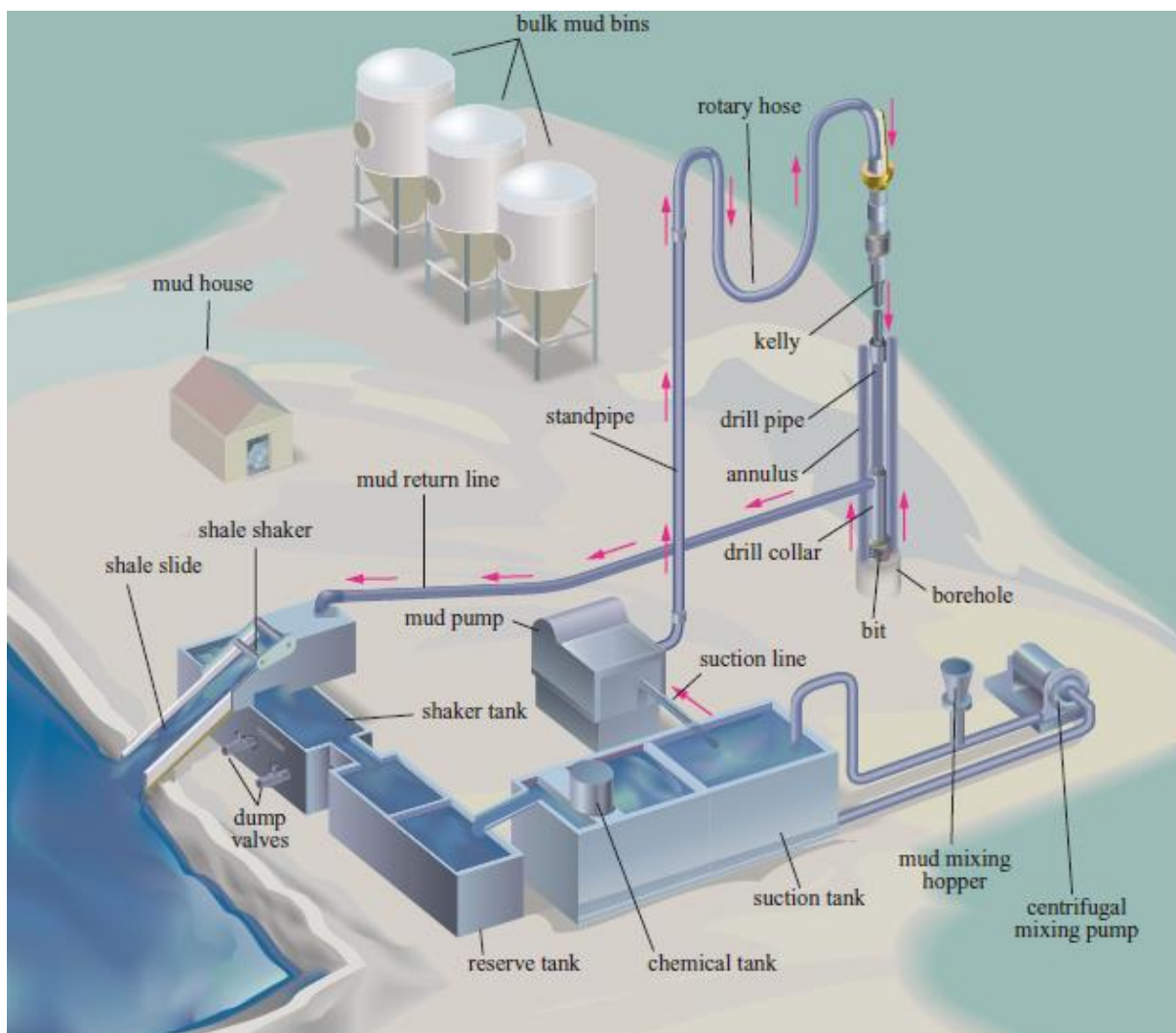


Figura 2 - Sistema de circulação da lama (*mud circulation*)

Fonte: Macini, 2005.

2.1.1 Swivel

Segundo Macini (2005), o *swivel* é o ponto de conexão entre a coluna de perfuração, o gancho e a mangueira de lama (*mud hose*). Faz parte do sistema de rotação de uma plataforma, junto à dois outros componentes, a mesa rotativa (*rotary table*) e o *kelly*. A função do sistema é causar a rotação da coluna de perfuração.

O componente em questão, possui uma parte fixa e uma móvel, as quais tem a função de conectar a mangueira de lama (*mud hose*) com a parte interna da tubulação e dar suporte a coluna de perfuração rotativa (*drill string*), respectivamente. A pressão da injeção de lama pode ultrapassar 30 MPa e o peso da coluna de perfuração 200 toneladas, o que indica porque o mecanismo é tão robusto, suportando fortes cargas axiais de rotação graças ao rolamento de pressão banhado em óleo. (MACINI, 2005).

2.2 COMPORTAMENTO DO MATERIAL

O comportamento de um material depende da tensão devida ao carregamento aplicado. Se a tensão for menor que o limite de escoamento do material, a deformação é classificada como elástica, com o material retornando a sua forma original quando a carga for removida. Se a tensão exceder o limite de escoamento a deformação é classificada como plástica, ou seja, após retirar-se a tensão devida ao carregamento, o material não retorna a sua forma original.

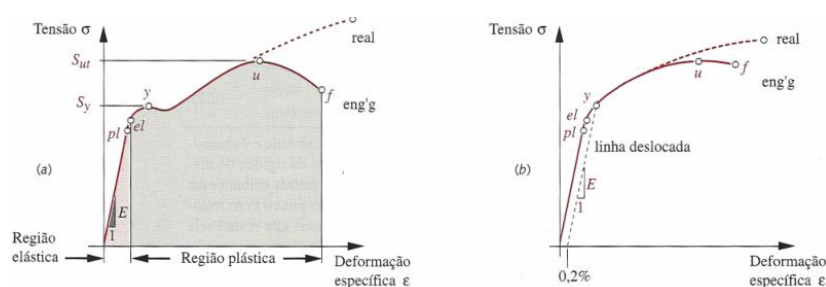


Figura 3 - Diagramas tensão-real de formação e tensão de engenharia de formação: (a) aço de baixo carbono; (b) aço de alto carbono temperado.

Fonte: Norton (2013)

Os materiais desse estudo apresentam tensões e deformações, que variam linearmente ao carregamento inicial, até atingir-se o ponto de escoamento (caso da maioria dos metais). Depois do escoamento ocorre um comportamento não linear com encruamento, ocorrendo deformação plástica. Se a carga for removida antes da ruptura do material, o comportamento de descarregamento é aproximadamente

elástico (há desvio na elasticidade conhecido como histerese, mas pode ser ignorado quando se considera o comportamento estrutural). Se o material exibir encruamento, a capacidade de carga do material aumentará, e com adições iguais de tensões serão geradas deformações progressivamente maiores.

2.3 TÉCNOLOGIA CAE/FEA

O conceito de análise pelo método dos elementos finitos (MEF) é muito simples, mas os cálculos atrelados a ele não são. Devido a disponibilidade de softwares comerciais de análise, como o ANSYS Workbench 15.0 usado neste trabalho, o FEA (*finite element analysis*) tornou-se relativamente fácil de usar, possuindo interface com softwares de modelagem de desenhos (CAD). Norton (2013) alerta, para que o usuário consiga compreender a forma de utilização da ferramenta, por meio de aprofundamento do conhecimento no FEA, para que não haja erros grosseiros na utilização dos softwares.

A análise dos elementos finitos propõe uma simplificação estrutural: todos os componentes possuem tensões que variam através do contínuo dos mesmo. Divide-se esses componentes em um número finito de elementos discretos conectados pelos seus nós (pontos localizados nos componentes). O arranjo particular de tais elementos é chamado de malha e pode-se obter dela, uma aproximação das tensões e deformações, em qualquer parte do componente, para um dado conjunto de condições de contorno e de cargas aplicadas em alguns nós da estrutura.

FEA possui vantagens sobre os outros métodos de análises numéricas pelas seguintes razões:

- Pode ser aplicado a qualquer campo de problemas: transferência de calor, análise de tensões, campos magnéticos etc.
- Não há restrição geométrica.
- Condições de contorno e carregamentos não são restritos.
- Propriedades do material podem ser alteradas de um elemento para outro.
- Componentes de diferentes comportamentos podem ser combinados.

- A aproximação é facilmente melhorada com o refinamento de malha para que se tenha mais elementos.

Segundo Cook (2002), a análise por elementos finitos pode ser dividida em três fases:

- Pré-processamento: consiste em preparar a geometria, atribuir propriedades aos materiais, definir as condições de contato e malha, aplicar as condições de contorno e dos carregamentos.
- Análise numérica: nesta etapa o software gera as matrizes que descrevem o comportamento de cada elemento e resolvem as equações para determinar os valores de cada nó.
- Pós-processamento: organiza-se os dados obtidos em forma de gráficos e planilhas.

2.3.1 Tipos de elementos

Existem elementos de uma, duas ou três dimensões, ou ainda elementos de linha, área e volume. Também são classificados por ordem (termo que refere-se à ordem da função, normalmente um polinômio) Como mostra a figura 4. Elementos de ordem superiores aumentam consideravelmente a aproximação dos resultados, mas acaba por aumentar o tempo computacional. Fica-se, a critério de quem analisa, equilibrar os dois fatores.

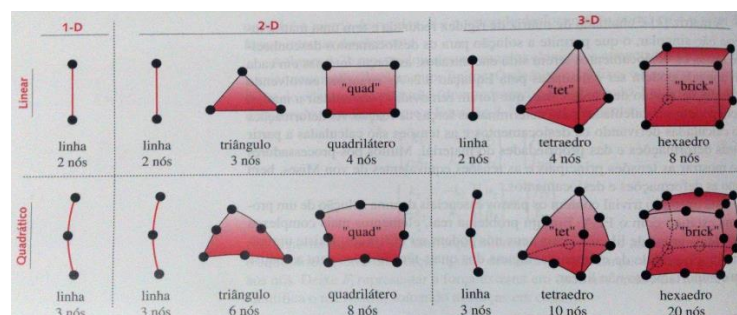


Figura 4 - Alguns elementos finitos comuns

Fonte: Norton (2013)

Pode-se utilizar elementos 2-D para modelar estruturas tridimensionais se sua geometria e seu carregamento criam um caso de tensão plana ou deformação plana no qual sua magnitude são nulas na terceira dimensão.

Outro caso é se um componente é axissimétrico, assumindo-se que o gradiente de tensão através da fina parede é pequeno o suficiente para ser ignorado. Será melhor explicado no item 2.4.2.

Segundo Norton (2013) para um elemento triangular ou tetraédrico, a função deslocamento através do elemento é uma reta (ou um plano) e a deformação é constante. Este fato junto à tensão ser calculada a partir da deformação e das propriedades do material, torna-o excessivamente rígido e possuem valores de tensão constante dentro do elemento. Estimativas melhores são alcançadas com triângulos de alta ordem, comparado ao triângulo com três nós. Tais elementos mostram-se tão bons quanto elementos quadriláteros e hexaedros, consumindo malhas mais fáceis de se gerar.

2.4 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

2.4.1 História

Segundo Rao (2010), apesar de ter sido dado recentemente o nome ao método dos elementos finitos, matemáticos da antiguidade já usavam desse artifício, quando, por exemplo calculavam a circunferência de um círculo. Eles aproximavam, do que seria a forma de um círculo, com um polígono de muitos lados. Podia-se, então, definir cada lado desse polígono como um elemento finito.

Courant (1943) apresenta um método numérico para a determinação da rigidez de torção de um quadrado onde outro quadrado menor é retirado de seu centro. O polígono utilizado por ele é mostrado na figura 5. Explora-se a simetria do domínio e do seu resultado considerando-se somente um oitavo da figura inicial. Tal figura é dividida em pequenos triângulos e considera-se seus nós (em seu trabalho chamado de *net-points*), funções lineares, para que os resultados também os sejam. Courant finaliza expondo as vantagens desse método, por agilizar o trabalho e conseguir

resultados próximos ao ideal, na época. Seu trabalho é considerado a origem do método dos elementos finitos atual.

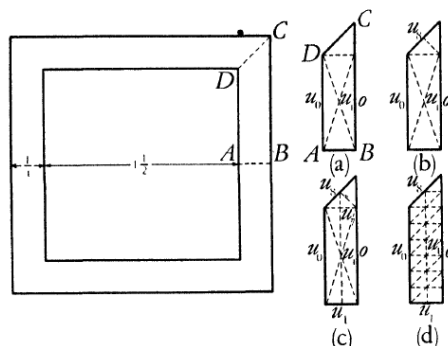


Figura 5 -Polígono usado para aplicação do método proposto por Courant

Fonte: Courant (1943).

Torner, Clough, Martin e Topp (1956) desenvolveram um método para o cálculo da influência do coeficiente de rigidez em estruturas complexas do tipo casca. Foi-se estabelecido condições de contorno de continuidade e equilíbrio em pontos selecionados (nós) na estrutura e assim a rigidez é obtida pela soma das rigidezes de cada unidade. Usa-se no referido trabalho triângulos com três nós.

Argyris e Kelsey (1955) contribuíram com procedimentos matriciais que realizavam a solução de problemas de análise estrutural, contendo algumas das ideias de elementos finitos atuais.

A partir do começo dos anos sessenta o método foi reconhecido como derivação do método de Rayleigh-Ritz e o desenvolvimento do método dos elementos finitos passou a se estender em várias outras áreas da engenharia. O computador tornou possível os muitos cálculos envolvendo a análise de elementos finitos e ao passo que a performance computacional aumenta, também aumenta a aplicação e viabilidade do método. (RAO, 2010).

2.4.2 Elementos sólidos axissimétricos

Sólidos axissimétricos possuem uma estrutura bidimensional possibilitando a análise por elementos, também, bidimensionais. Algumas características que sólidos

bidimensionais devem ter são: vaso de pressão deve ser um sólido de revolução com propriedades materiais simétricas em torno do eixo de axissimetria, sujeito a cargas simétricas com relação a tal eixo.

O uso de elementos sólidos axissimétricos, quando contraposto com elementos sólidos 3D, gera modelos menores e permite uma malha mais refinada com o mesmo tamanho de modelo, em termos de graus de liberdade. Esta análise mais leve, segundo Albuquerque (1999), se dá pelo estado de deformações em um ponto ser definido por deslocamentos transversais, U_x e U_y . Nesta premissa, o número de componentes de tensões em um ponto reduz de seis para quatro.

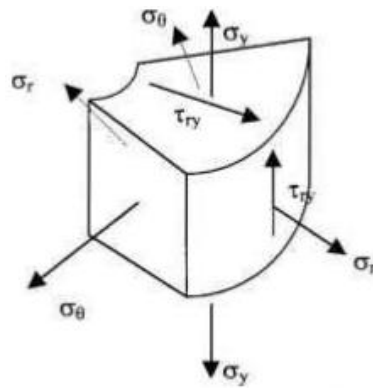


Figura 6 - Tensões em um elemento axissimétrico

Fonte: Albuquerque (1999).

É quase unânime o uso de dois tipos de elementos sólidos axissimétricos nos *softwares* relacionados a elementos finitos:

- Elemento linear: possui quatro nós, com dois graus de liberdade de translação por nó. Cada elemento linear tem oito graus de liberdade associados, contra 24 graus para os elementos sólidos lineares 3D.
- Elemento quadrático: possui oito nós, com dois graus de liberdade de translação por nó. Cada elemento quadrático tem 16 graus de liberdade associados, contra 60 graus para elementos sólidos 3D.

2.4.3 Análise elástica

Albuquerque (1999) diz em seu trabalho, que há relação entre as tensões elásticas e os modos de falha. Tal relação se dá por meio da separação dos campos de tensões em três categorias, possuindo, cada uma delas, um grau de importância e valores admissíveis diferentes (tensões primárias, secundárias e de pico). Dentro de tais categorias, limita-se a valores admissíveis conservadores, assim se estabelece que o colapso plástico não ocorra.

Abaixo encontra-se melhor explicado os campos de tensões e sua linearização, assim como a norma API 17G oferece as divisões de tensões e seus respectivos limites.

2.4.4 Linearização de tensões no método de elementos finitos

Segundo Boyle (1996) o procedimento de linearização de tensões auxilia o projetista a fazer uma categorização de tensões rigorosa em modelos sólidos. Aplica-se o método em regiões específicas do modelo, calculando-se as distribuições de tensões constantes (associadas às tensões de membrana) e lineares (associadas às tensões de flexão) que geram as mesmas forças e momentos líquidos que as distribuições de tensões do modelo sólido. A figura 7 demonstra essa categorização, feita em uma seção de malha de elementos finitos.

A técnica de linearização surgiu com Kroenke (1974) para o caso axissimétrico. Simplificando: identifica-se uma linha através de uma seção. Ao longo desta linha há uma distribuição de tensões (em geral não linear), que será linearizada e então extrair tensões de membrana e de flexão. No caso de elementos finitos, os resultados utilizados são os deslocamento de nós e as tensões totais nos elementos do modelo.

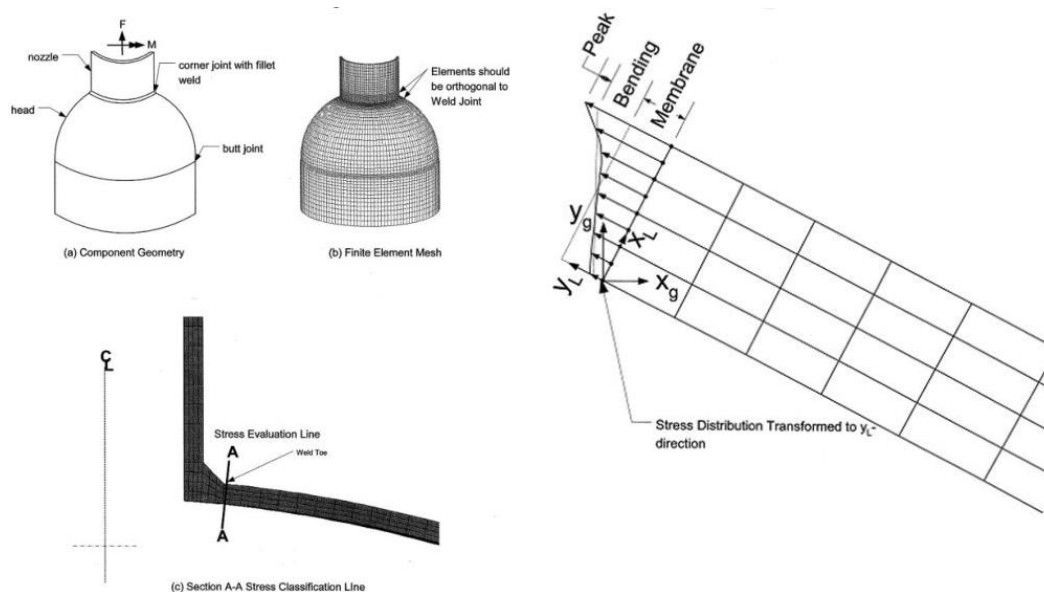


Figura 7 - Linha de classificação de tensões

Fonte: ASME VIII Divisão 2 (2011a)

2.4.4.1 Tensão primária

Definidas por Albuquerque (1999) como tensões que surgem pelo carregamento imposto, necessárias para satisfazer as condições de equilíbrio entre as forças e momentos externos e internos. Quando uma tensão primária excede a tensão de escoamento ao longo de toda a espessura, a capacidade de carga passa a depender exclusivamente das propriedades de encruamento do material, ou seja, ela é denominada auto limitante.

Normalmente dividida em: membrana generalizada, membrana localizada e flexão. A divisão foi feita depois de verificado, como mostrado adiante, que os valores limites para flexão superam os de membrana.

2.4.4.2 Tensão secundária

Segundo Rosa (2002) as tensões desenvolvidas pela auto vinculação da estrutura são as tensões secundárias. Diferente das tensões primárias que satisfazem

o equilíbrio com cargas externas, elas devem satisfazer a um campo de deformação imposto. Um escoamento local e pequenas distorções na peça tem a probabilidade de satisfazer as condições de descontinuidade ou expansões térmicas que acabam por criar as tensões secundárias.

O efeito da tensão secundária, combinada a tensão primária, está associado com o acúmulo de deformações plásticas em ciclos de carregamentos.

2.4.4.3 Tensão de pico

É a maior tensão na região considerada. Classifica-se, segundo Rosa (2003), como a soma das tensões primárias de membrana e de flexão com a tensão secundária, proporcionando a máxima tensão na espessura.

Em materiais dúcteis, não é relevante para falha estática, não provocando distorções significativas caso exceda a tensão limite de escoamento. A tensão de pico tem sua importância atrelada a falha por fadiga ou a corrosão sob tensão.

A figura 8, mostra da esquerda para a direita, a tensão primária (P_m), a tensão secundária (P_b) e de pico (F).

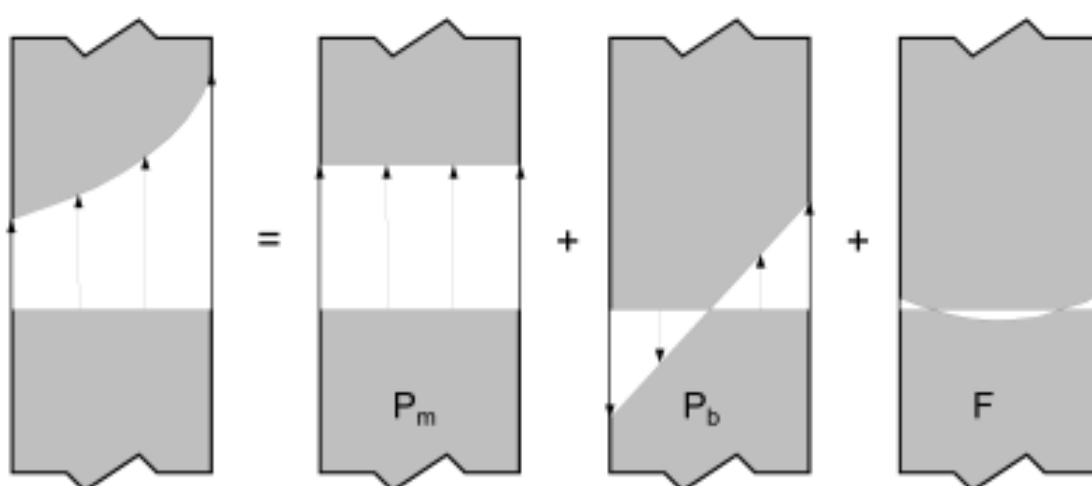


Figura 8 -Decomposição de tensões.

Fonte: Adaptado de Albuquerque (1999).

2.4.5 Análise plástica e análise limite

Na análise plástica considera-se um material com plasticidade e encruamento. Nesta análise, a carga aplicada à estrutura é incrementada, resultando no aumento da zona plástica e finalmente deformação plástica generalizada, como mostrado na figura 9. A possibilidade de encruamento no material possibilita, a cada incremento da carga, maior deformação plástica e aumento da capacidade de carga da estrutura. Dessa forma, a análise plástica não fornece um mecanismo de falha.

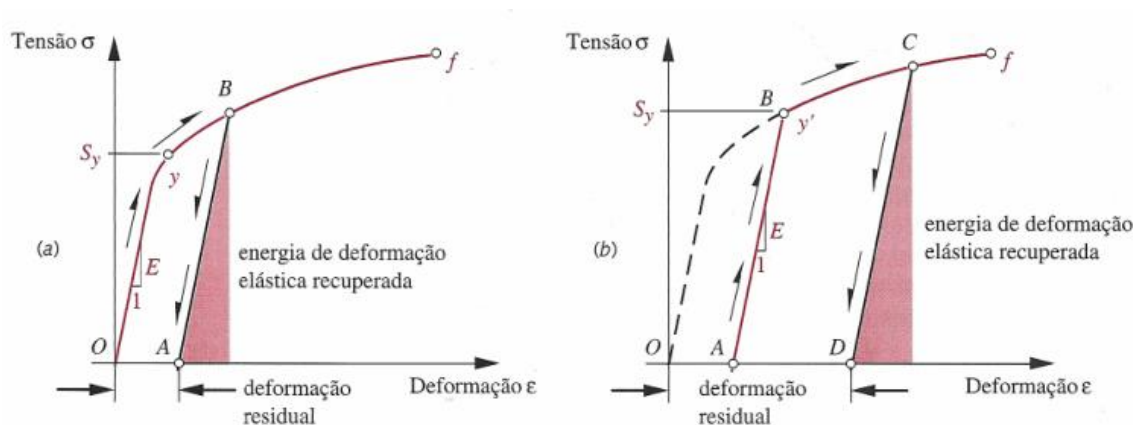


Figura 9 - Encruamento de um material dúctil por trabalho mecânico a frio (a) primeiro trabalho (b) segundo trabalho.

Fonte: Norton (2013).

Segundo Albuquerque (1999), a análise limite possui um mecanismo de falha. Nesta análise, adota-se o modelo de encruamento bilinear, mais precisamente o caso de plasticidade perfeita. Define-se por um modelo idealizado, não permitindo que a carga da estrutura aumente sem um limite. Em tal hipótese, a propriedade de encruamento com a deformação é suprimida, de modo que, quando a plastificação atinge uma região considerável, é ocasionado o colapso da estrutura. A carga na qual acontece a falha é chamada de carga limite e na presença de vários carregamentos, a combinação de cargas que causa o colapso é chamada de superfície limite. A figura 10 mostra o gráfico tensão-deformação de modelos não lineares.

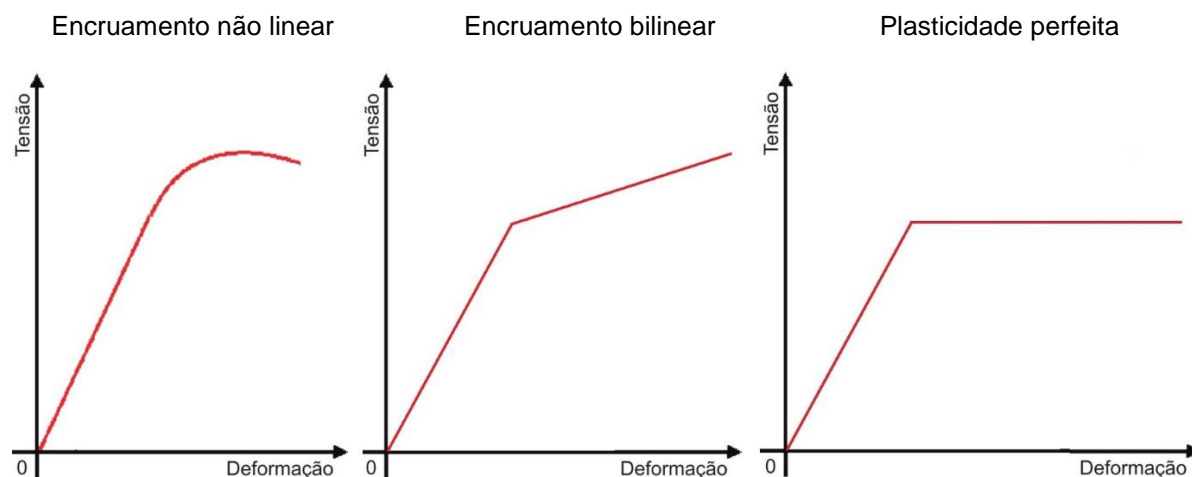


Figura 10 – Modelos não lineares

Fonte: Adaptado Albuquerque (1999).

Em análises numéricas, a carga limite é indicada pela incapacidade de atingir uma solução de equilíbrio para um pequeno aumento na carga, ou seja, não é atingida a convergência da simulação (ASME, 2011a).

2.5 ANEXO D DA NORMA API 17G/ISO 13628-7:2005

Segundo o anexo D, para determinar se um componente é aceitável, deve-se usar cálculos e testes experimentais. Os cálculos implicam em dois tipos:

- Projeto por fórmulas – implicam na determinação da resistência por fórmulas com base analítica, por exemplo o método elástico ou carga limite. As fórmulas devem ser checadas contra um método mais refinado, por exemplo projeto por análise e/ou teste.
- Projeto por análise – implica no uso de métodos numéricos (por exemplo, método dos elementos finitos ou elementos de contorno), ou seja: análise elástica; análise limite baseado em modelos de material plástico perfeitamente elástico e teoria das pequenas deformações; análise de colapso plástico baseado no encruamento do material e teoria das grandes deformações.

Ainda segundo o anexo D, a avaliação da fadiga deve ser realizada de acordo com o item 6.4.9, mas neste trabalho não serão consideradas.

A tensão do componente deve ser combinada usando a teoria de Von Mises, onde o escoamento é regido pela média quadrática das tensões principais de cisalhamento; entretanto, a teoria da tensão máxima de cisalhamento (Tresca) pode também ser aplicada.

Os itens do anexo D são descritos a seguir.

2.5.1 API 17G – Item D.1.3 – Limites de resistência

A carga efetiva de projeto deve, em geral, satisfazer o critério de limite de resistência da equação abaixo.

$$S_d \leq F_d * R_{uc} = \frac{2}{3} * C_f * R_{uc}$$

Onde,

F_d = Fator de projeto

R_{uc} = Carga de colapso plástico ou carga limite

C_f = Fator de condição de projeto

O fator para condição de projeto, C_f , é determinado pela Tabela D.1 da Norma API 17G, mostrada abaixo.

Load condition (case)	C_f	Failure mode calculation basis
Assembly (bolting-up or make-up) and disassembly (break-out)	1,35	Based on actual design values at assembly/disassembly temperature
Mill/FAT hydrostatic pressure test	1,35	Based on actual design values at test temperature, fluid (hydrostatic)
Normal operation	1,00	Based on corroded wall thickness at design metal temperature
Extreme operation	1,20	Based on corroded wall thickness at design metal temperature
System (in-service) pressure test	1,20	Based on corroded wall thickness at test temperature
Temporary operation	1,20	Based on corroded wall thickness at actual metal temperature
Accidental (survival)	1,50	Based on corroded wall thickness at actual metal temperature

Figura 11 - Fator de condição de projeto

Fonte: API 17G (2006).

Como podemos observar, a carga admissível em um componente estabelece-se pela aplicação de um fator de segurança contra o colapso plástico. A mínima margem de segurança contra o escoamento excessivo para condições normais de operação ou projeto será 1,5 em relação as cargas primárias aplicadas no componente.

2.5.2 API 17G – Item D.2.1 – Aspectos gerais para análises

O referido item pede cautela ao usar a análise elástica de tensões e a classificação de tensões para demonstrar a integridade estrutural de componentes com paredes espessas (relação diâmetro pela espessura de parede menor que dez), na contenção de pressão. Especialmente nas proximidades de descontinuidades estruturais, podendo produzir resultados não conservadores e contraindicados. A razão do não conservadorismo está relacionado com a distribuição de tensões não linear associada com seções de parede grossa, as quais não são representadas com precisão pela distribuição linear de tensões implícita na linearização de tensões. A má interpretação da distribuição de tensões é acentuada se ocorre escoamento do material. Por exemplo, quando as tensões de pico calculadas estão acima do escoamento em uma porção 5% maior que a espessura da parede, a análise linear elástica pode apresentar resultados não conservadores. Para este caso, orienta-se o uso da análise elasto-plástica de tensões.

Em resumo, os procedimentos de avaliação estrutural baseados em análise elástica de tensões provêm apenas uma aproximação da proteção contra o escoamento excessivo do material. Estimativas mais acuradas podem ser obtidas pelo uso de análise elasto-plásticas para determinar as cargas limite ou de colapso plástico.

2.5.3 API 17G – Item D.2.2 – Análises pelo método de elementos finitos

O item D.2.2 define que uma análise por elementos finitos completa deve ser feita em todos os componentes que contribuem para a resistência e a capacidade de vedação.

A norma comenta que cuidados devem ser tomados nas análises por elementos finitos, tais como utilização de elementos apropriados, refinamento de malha em regiões de análise, razão de aspecto dos elementos e condições de contorno utilizadas. Cita também a importância da realização de uma verificação da convergência da malha, e que análises não lineares devem ser realizadas onde efeitos não lineares tais como material, atrito e contato são significantes.

2.5.4 API 17G – Item D.2.3 – Análise elástica e linearização de tensões

O item em questão define critérios para aprovação de um componente, onde estabelece-se um limite para as tensões resultantes, dos carregamentos aplicados. Para a comparação de tais limites, com as tensões, a norma classifica as tensões como mostrado a seguir:

- Tensão primária de membrana geral (P_m)
- Tensão primária de membrana local (P_l)
- Tensão primária de membrana (geral ou local) mais tensão primária de flexão ($P_m + P_{bs}$) ou ($P_l + P_{bs}$)
- Tensão de membrana primária (P) mais secundária (Q_s) mais tensão de flexão
- Variação de tensão primária mais secundária ($P_m + P_{bs} + Q_s$) ou ($P_l + P_{bs} + Q_s$)
- Tensão primária média de cisalhamento (P_{sh})
- Tensão média de mancal (P_{br})

Para cada tipo de tensão deverá ser obtida uma tensão equivalente, através da tensão equivalente de von Mises, e esta deverá ser comparada com o limite admissível aplicável.

Abaixo descreve-se os limites para cada um dos tipos de tensões descritos na norma, sendo, σ_y , o limite de escoamento do material.

Tabela 1 - Tipos de tensões

Tipo de tensão	Limite admissível
P_m	$(\sigma_{eq})_{Pm} \leq \frac{2}{3} * C_f * \sigma_y$
P_l	$(\sigma_{eq})_{Pl} \leq C_f * \sigma_y$
$P_m + P_{bs}$ ou $P_l + P_{bs}$	$(\sigma_{eq})_p \leq C_f * \sigma_y$
$P + Q_s + P_{bs}$	N/A
$P_m + P_{bs} + Q_s$ ou $P_l + P_{bs} + Q_s$	$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q_s} \leq 2,0 * \sigma_y$
P_{sh}	$(\tau_{sh})_{Pm} \leq 0,4 * C_f * \sigma_y$
P_{br}	$(\sigma_{br})_{P+Q_s} \leq \sigma_y$

Fonte: Adaptado API 17G (2006).

Em métodos numéricos de cálculos, como por exemplo, análise pelo método de elementos finitos, os resultados geralmente são expressos como o somatório de todas as categorias de tensões, sendo necessárias algumas ferramentas especiais para classificar as tensões, como por exemplo, a linearização de tensões. Tal ferramenta expressa os resultados dos três tipos básicos de tensão (membrana, membrana mais flexão e pico) ao longo da geometria selecionada, cabendo ao usuário determinar se a tensão de membrana é geral ou local.

2.5.5 API 17G – Item D.2.4 – Análise elástico plástica por elementos finitos

Este item autoriza o método dos elementos finitos para análises elasto-plásticas, determinando as cargas limites de colapso ou colapso plástico e os limites de funcionalidade do equipamento. A análise elasto-plástica de tensões oferece

resultados mais precisos em relação à análise elástica de tensões, quando tratando-se de escoamento do material.

3 METODOLOGIA

3.1 MODELOS DE CAD

A elaboração dos modelos de CAD realizou-se através do *software* Solidworks 2014, as simulações e parametrização das dimensões através do ANSYS Workbench 15.0.

As simplificações adotadas não alteram de maneira relevante o resultado das simulações, mas são fundamentais para reduzir o tamanho da malha e o tempo de processamento das análises de elementos finitos. A figura 12 mostra a junta *swivel*, em corte, com as simplificações adotadas. Tais simplificações consistem em

- Gerar uma superfície axissimétrica dos componentes analisados.
- Vedar a extremidade inferior do mandril para representar de forma mais realista as condições de contorno, simulando os esforços longitudinais, gerados pela pressão interna.
- Implementou-se, no terminal sub, linhas de divisão denominadas de *splits* nas superfícies, com o objetivo de permitir a seleção das regiões onde o contato realmente é efetivo, seleção de regiões específicas para análise.
- O conjunto foi mantido na sua condição original. Porém foram eliminados alguns itens como: vedações, parafusos de travamento, chaveta e arruela de escora.
- Simplificou-se as regiões de rosca, pois as mesmas já apresentam estado limite, em relação a Norma API 17G, e não serão analisadas

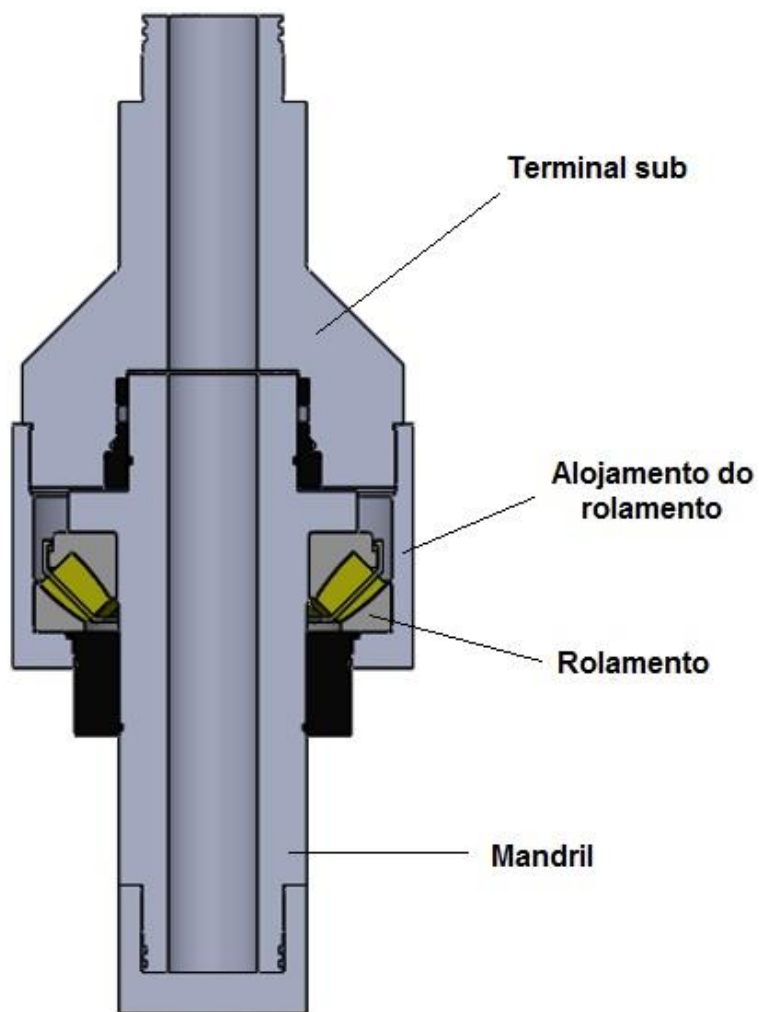


Figura 12 – Montagem da junta swivel

Fonte: Autoria própria (2016).

3.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO E CARREGAMENTOS

Adota-se os máximos carregamentos de operação, junto aos requisitos especificados pela norma API RP 17G/ISO 13628-7. Do desenho tridimensional, cria-se as superfícies axissimétricas dos componentes. Realiza-se esse tipo de estrutura para diminuir o tempo de processamento de cálculos no *software*.

Há duas condições para a análise da junta *swivel*, a primeira consiste em analisar somente a tração e, a segunda, através da tração somado a pressão. Na primeira a força de tração máxima de trabalho, da junta *swivel*, deve resistir a 350 [t]. Na segunda condição a junta *swivel* deve suportar 333 [t], na força de tração máxima de trabalho, junto a uma pressão de 5000 [psi]. A tabela 2 apresenta os carregamentos em unidades no SI:

Tabela 2 - Carregamentos da junta swivel

Condição	Tração [N]	Pressão [MPa]
Somente tração	3432327,50	0
Pressão e tração	3265614,45	34,474

Fonte: Autoria própria (2016).

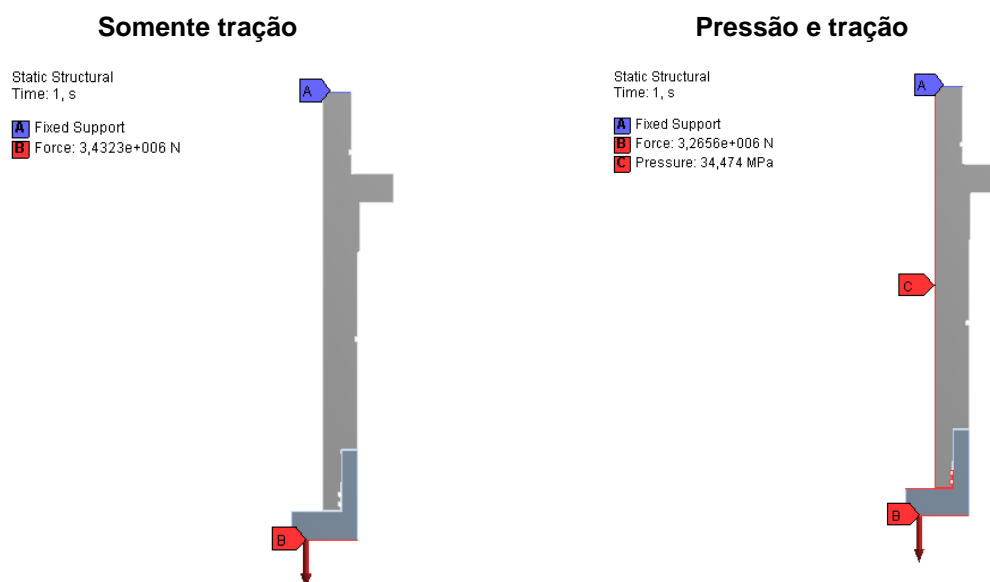


Figura 13 – Condições de contorno para o mandril

Fonte: Autoria própria (2016).

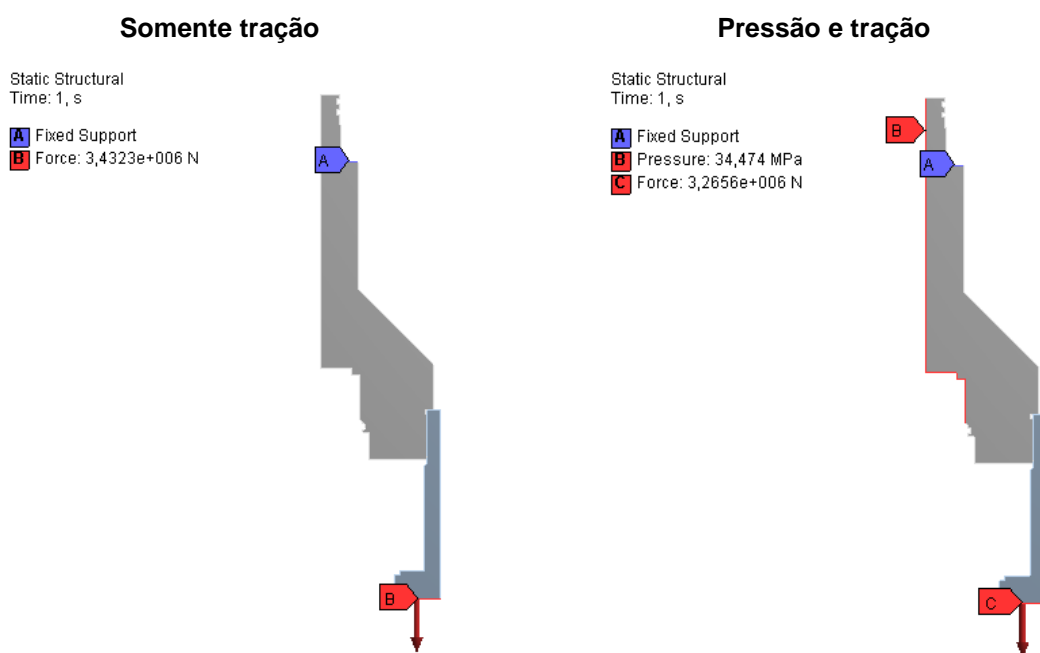


Figura 14 - Condições de contorno para o terminal sub e alojamento do rolamento

Fonte: Autoria própria (2016).

Analisa-se cada condição nas temperaturas de 4°C, 22°C e 121°C. Tais condições térmicas dizem respeito às temperaturas mínima, ambiente e máxima de operação, respectivamente. Considera-se temperaturas uniformes em todos os componentes.

3.3 PROPRIEDADES MECÂNICAS E TÉRMICAS DOS MATERIAIS

Considera-se que os materiais dos componentes são isentos de imperfeições em sua estrutura, assim sendo, isento de qualquer porosidade que pode, em casos extremos, implicar no vazamento do equipamento. Na tabela 3 são descritos os materiais dos componentes da junta *swivel*. As propriedades dos materiais utilizados encontram-se no Apêndice D

Tabela 3 - Materiais dos componentes da junta swivel.

Componente	Material
Mandril	SAE 8630
Terminal sub	SAE 8630
Alojamento do rolamento	SAE 8630
Alojamento do anel centralizador superior	ASTM A105
Anel centralizador superior	Bronze UNS C93700
Tampa do anel centralizador superior	ASTM A105
Chaveta	SAE 4140
Arruela escora	Bronze UNS C93700
Retentor da vedação principal	SAE 8630
Anel centralizador inferior 1	Bronze UNS C93700
Anel centralizador inferior 2	Bronze UNS C93700
Parafuso de travamento	AISI 316

Fonte: Autoria própria (2016).

3.4 MALHAS GERADAS

Para as análises, tanto elástica como limite, utilizou-se elementos triangulares, sendo os tamanhos dos elementos determinados de acordo com o

estudo de densidade de malha, presente no Apêndice A. A tabela 4 apresenta o número total de nós e elementos de cada malha separada por componentes.

Tabela 4 - estatísticas da malha

	Mandril	Termina sub e alojamento do rolamento
Nós	26091	14051
Elementos	12661	6715

Fonte: Autoria própria (2016).

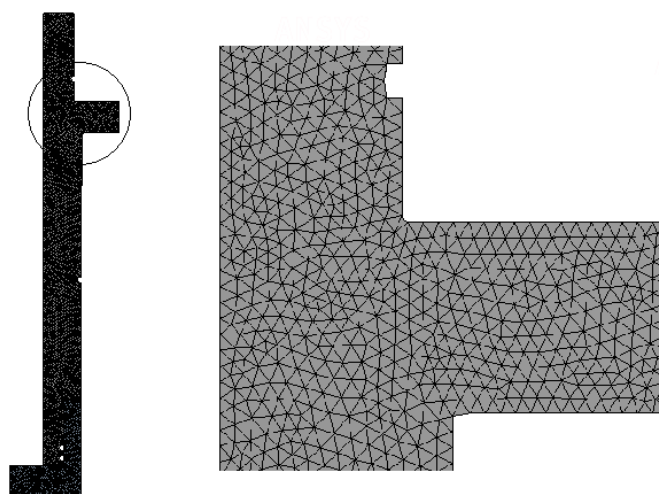


Figura 15 - Malha utilizada para a análise do mandril

Fonte: Autoria própria (2016).

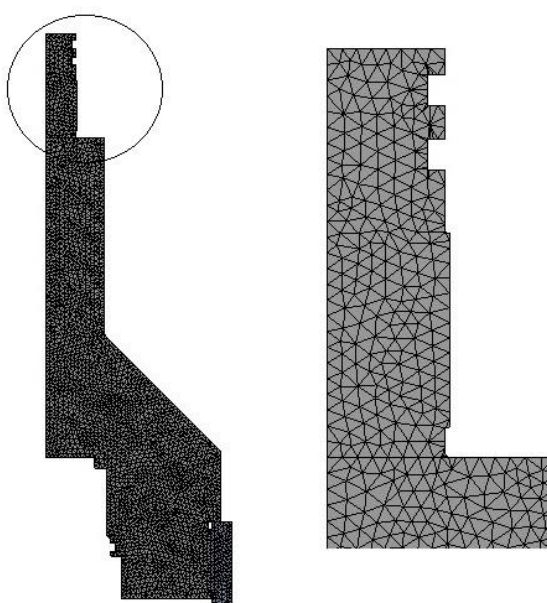


Figura 16 - Malha utilizada para a análise do terminal sub

Fonte: Autoria própria (2016).

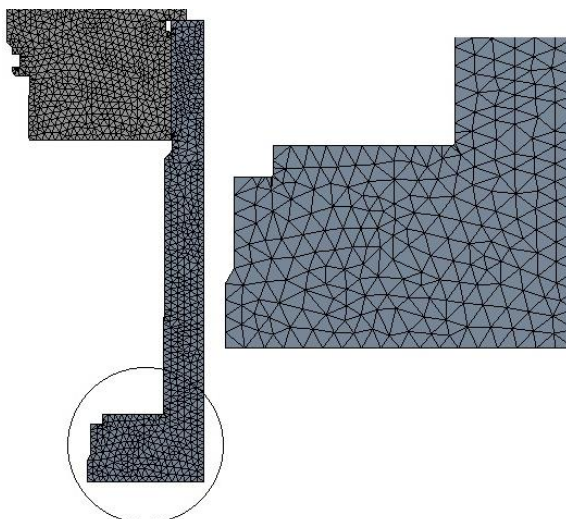


Figura 17 - Malha utilizada para a análise do alojamento do rolamento

Fonte: Autoria própria (2016).

3.4.1 Contatos

A relação de contato no *software* ANSYS Workbench 15.0 determinam como os corpos podem se mover em relação ao outro. No trabalho em questão utiliza-se o contato tipo *bonded*. As arestas, mostradas nas figuras abaixo, são ligadas, não permitindo deslizamento ou separação entre elas e qualquer tipo de penetração inicial será ignorado. Este tipo de contato permite uma solução linear já que o contato comprimento/ área não mudará durante a aplicação da carga.

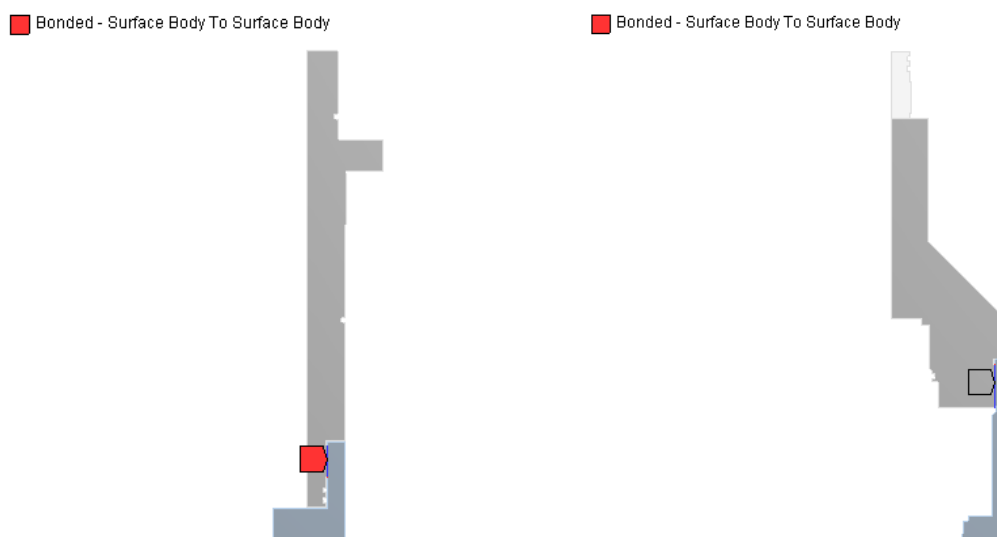


Figura 18 - Arestas de contato utilizadas na malha.

Fonte: Autoria própria (2016).

3.5 CRITÉRIOS DE ANÁLISE

Os componentes serão analisados, conforme recomendações e requisitos da Norma API 17G/ISO 13628-7, onde oferece requisitos e critérios de aceitação para os métodos dos quais podem ser usados para determinar o colapso plástico ou a resistência a tração de um componente.

3.5.1 API 17G – Item D.1.3 – Limites de resistência

Para o presente trabalho serão consideradas condições normais de operação e sem efeitos de corrosão. No método analítico para análise da carga limite, para a condição de somente tração, a carga limite deve ser:

$$S_d \leq \frac{2}{3} * C_f * R_{uc} \rightarrow R_{uc} \geq 1,5 * \frac{S_d}{C_f} = 5148491,25 [N]$$

Enquanto para a condição de tração mais pressão:

$$S_d \leq \frac{2}{3} * C_f * R_{uc} \rightarrow R_{uc} \geq 1,5 * \frac{S_d}{C_f} = 4898421,68 [N]$$

3.5.2 API 17G – Item D.2.3 – Análise elástica e linearização de tensões

Utilizando a tabela 1, adaptada da Norma API 17G, junto com os limites de escoamento dos materiais e o fator de condição de projeto, localizados no Apêndice D e na figura 11, respectivamente, chegou-se aos seguintes resultados apresentados na tabela 5.

Tabela 5 - Limites admissíveis para cada tipo de tensão

Tipo de tensão	Limite admissível (EM001 – SAE 8630) [MPa]	Limite admissível (EM-8630-95 – SAE 8630) [MPa]
P_m	$(\sigma_{eq})_{P_m} \leq 367,72$	$(\sigma_{eq})_{P_m} \leq 436,67$
P_l	$(\sigma_{eq})_{P_l} \leq 551,58$	$(\sigma_{eq})_{P_l} \leq 655$
$P_m + P_{bs}$ ou $P_l + P_{bs}$	$(\sigma_{eq})_P \leq 551,58$	$(\sigma_{eq})_P \leq 655$
$P + Q_s + P_{bs}$	N/A	N/A
$P_m + P_{bs} + Q_s$ ou $P_l + P_{bs} + Q_s$	$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q_s} \leq 1103,16$	$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q_s} \leq 1310$
P_{sh}	$(\tau_{sh})_{P_m} \leq 220,63$	$(\tau_{sh})_{P_m} \leq 262$
P_{br}	$(\sigma_{br})_{P+Q_s} \leq 551,58$	$(\sigma_{br})_{P+Q_s} \leq 655$

Fonte: Autoria própria (2016).

Neste trabalho, será assumida uma postura conservadora, e todos os valores de tensões de membrana serão comparados com o limite admissível para tensão primária de membrana geral (P_m).

Como a ferramenta de linearização de tensões do *software* ANSYS Workbench 15.0 não determina o valor da tensão primária mais secundária ($P_m + P_{bs} + Q_s$ ou $P_l + P_{bs} + Q_s$), neste trabalho não é verificado o cumprimento deste limite admissível.

Para a determinação das tensões de membrana e de flexão nas geometrias axissimétricas, seguiu-se as recomendações de Hechmer e Hollinger (1997) para o procedimento de tensões ao longo de uma linha, como: apenas localiza-las nos elementos estruturais, nunca nos elementos de transição, perpendicular ao fluxo de tensão e perpendicular às superfícies.

Todas as linearizações de tensões apresentadas neste trabalho foram realizadas considerando o estado de tensões dos *load cases* nos quais é contemplada a totalidade dos carregamentos a serem aplicadas na junta *swivel*.

Nas figuras 19 a 21 apresenta-se os locais adotados nos componentes para o referido procedimento.

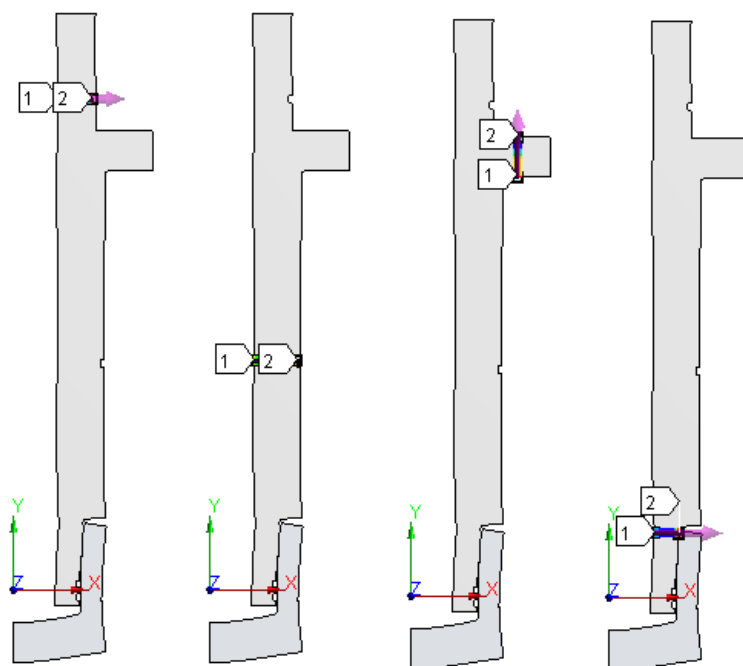


Figura 19 - Linhas de linearização a, b, c e d (esquerda à direita) para a análise elástica do mandril

Fonte: Autoria própria (2016).

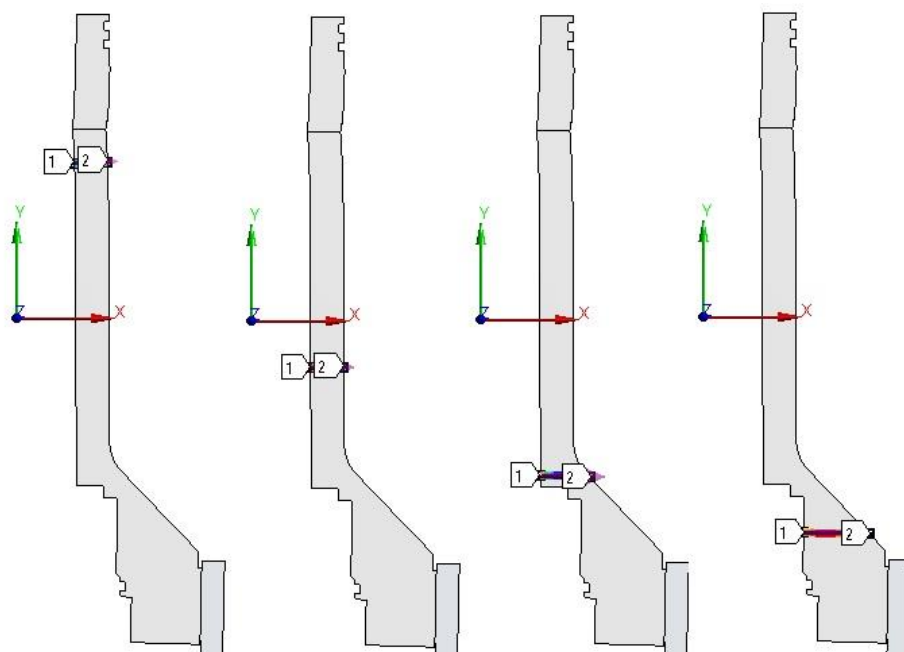


Figura 20 - Linhas de linearização e, f, g e h (esquerda à direita) para a análise elástica do terminal sub

Fonte: Autoria própria (2016).

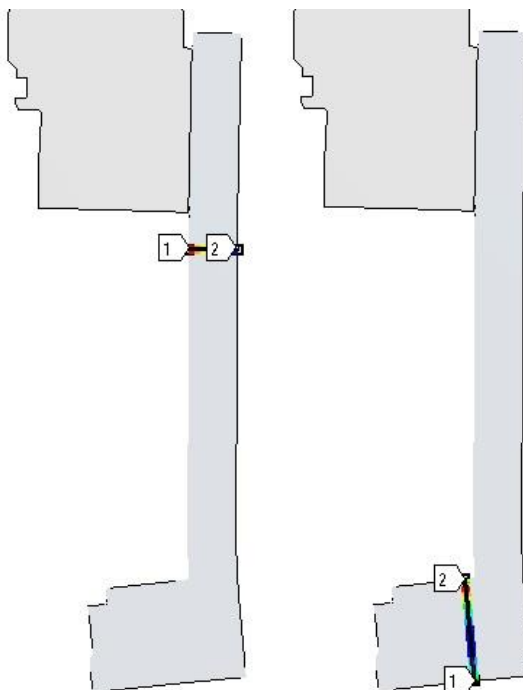


Figura 21 - Linhas de linearização i e j (esquerda à direita) para a análise elástica do alojamento do rolamento

Fonte: Autoria própria (2016).

3.5.3 API 17G – Item D.2.4 – Análise elástico plástica por elementos finitos

Neste trabalho será utilizado o método da análise limite. Este tipo de análise tem como base o modelo de material elástico-perfeitamente-plástico e na teoria dos pequenos deslocamentos, sendo o critério a ser utilizado como base para as análises o critério de escoamento de von Mises.

Aumenta-se a força de tração, uma vez e meia a cada *step* (mudança incremental das condições de contorno em um intervalo de tempo). As tabelas 6 e 7 mostram a força a cada *step*, no caso, todas no eixo Y.

Tabela 6 - *Load Steps* para a análise limite na condição de contorno somente devido a tração

Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]
1	0	0	0
1	1	0	-3,43E+06
2	2	0	-5,15E+06
3	3	0	-6,86E+06
4	4	0	-8,58E+06
5	5	0	-1,03E+07
6	6	0	-1,20E+07
7	7	0	-1,37E+07
8	8	0	-1,54E+07
9	9	0	-1,72E+07
10	10	0	-1,89E+07

Fonte: Aatoria própria (2016).

Tabela 7 - *Load Steps* para a análise limite na condição de contorno devido a pressão e tração

Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]
1	0	0	0
1	1	0	-3,27E+06
2	2	0	-4,90E+06
3	3	0	-6,53E+06
4	4	0	-8,16E+06
5	5	0	-9,80E+06
6	6	0	-1,14E+07
7	7	0	-1,31E+07
8	8	0	-1,47E+07
9	9	0	-1,63E+07
10	10	0	-1,80E+07

Fonte: Aatoria própria (2016).

3.6 ROLAMENTO

A seleção do mancal de elemento rolante acontece com base na aplicação, magnitudes de carga estática e dinâmica aplicadas e da vida desejada até a fadiga. Analisa-se conforme a metodologia proposta por Norton (2013).

Para os cálculos, apresentados no apêndice B, considerou-se a condição de operação mais crítica: quando aplica-se, na junta *swivel*, os esforços devido a tração somados com os esforços longitudinais gerados pela pressão interna.

4 RESULTADOS

Apresenta-se, para cada componente, as dimensões alteradas na geometria, a análise elástica mais crítica, a análise limite, também, mais crítica e a comparação entre o componente final e original. Define-se, neste trabalho, como mais crítico, o valor obtido em análise mais próximo ao limite estabelecido na tabela 5. Um resumo dos resultados localiza-se no Apêndice C.

4.1 Mandril

4.1.1 Dimensões alteradas

Parametrizou-se, no mandril, quatro dimensões e denominou-se como dimensão A, B, C e D, como mostra a figura 22. Reduziu-se a dimensão A até que atinge-se o diâmetro da rosca. A rosca é um ponto limitante no projeto e alterá-la necessitaria de outro estudo baseado na Norma API 17G, não sendo o objetivo deste trabalho.

Diminui-se a dimensão B de acordo com os resultados da análise limite (figura 25), onde, na medida final de B, ainda mostra resultados satisfatórios a Norma API 17G. Reduz-se as dimensões C e D de acordo com o novo rolamento, especificado no item 4.2.

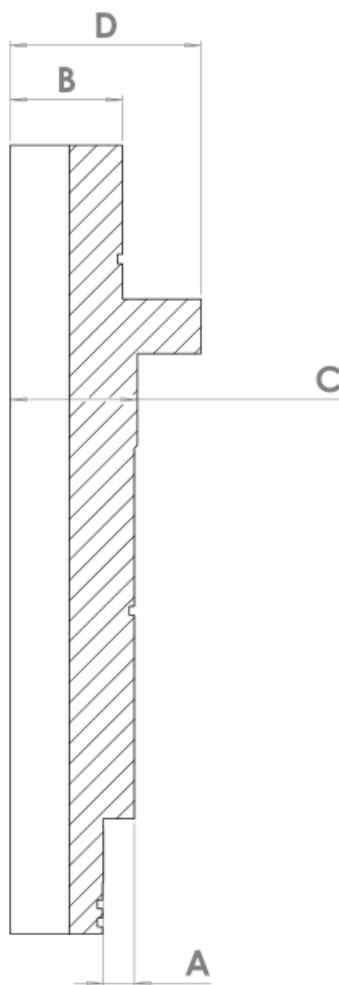


Figura 22 - Dimensões parametrizadas para a redução de massa do mandril

Fonte: Autoria própria (2016).

4.1.2 Análise elástica

O maior valor, resultante da linearização de tensões no mandril, mostrado na figura 24, é apresentado pela tensão primária de membrana combinada a flexão de 402,52 [MPa], correspondente a 72,98% do valor limite. A tensão equivalente para o mandril (figura 23) encontra-se dentro do limite de escoamento, salvo regiões pontuais, classificados como tensões de pico, ou seja, não provoca distorções significativas caso exceda a tensão limite de escoamento.

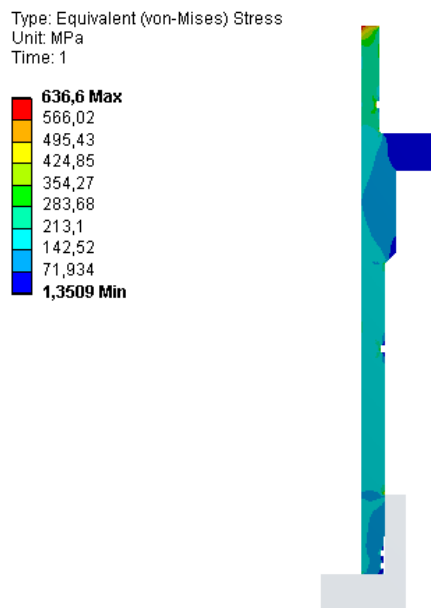


Figura 23 - Tensão equivalente para o mandril na condição de pressão e tração (121°C)

Fonte: Autoria própria (2016).

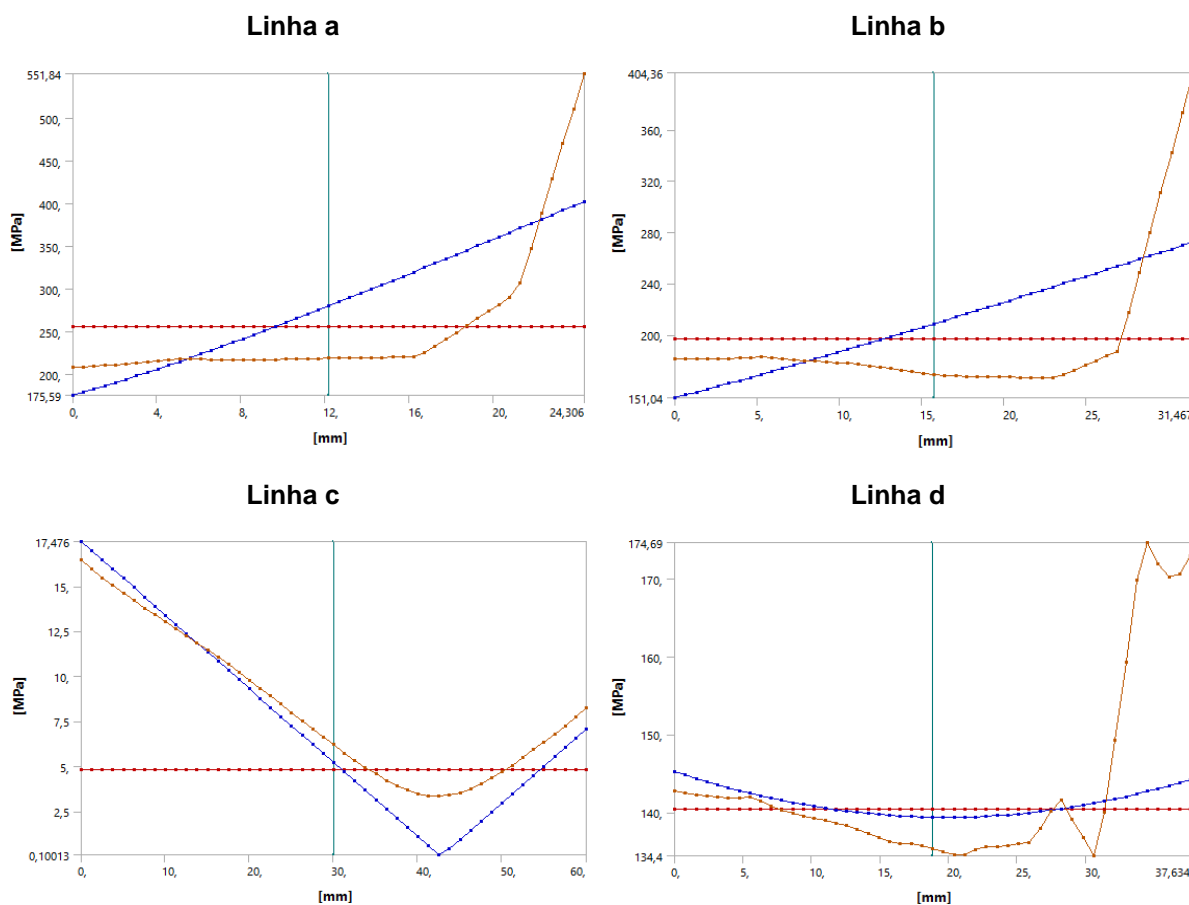


Figura 24 - Gráfico de linearização de tensões no mandril na condição de pressão e tração (121°C)

Fonte: Autoria própria (2016).

4.1.3 Análise limite

Os resultados, mostrados na figura 25, convergiram até o valor de carga limite de 7184351,79 [N], correspondente a 146,67% do valor mínimo necessário exigido pela norma. A tensão equivalente para o mandril encontra-se dentro do limite de escoamento, salvo regiões pontuais, classificados como tensões de pico, ou seja, não provoca distorções significativas caso exceda a tensão limite de escoamento.

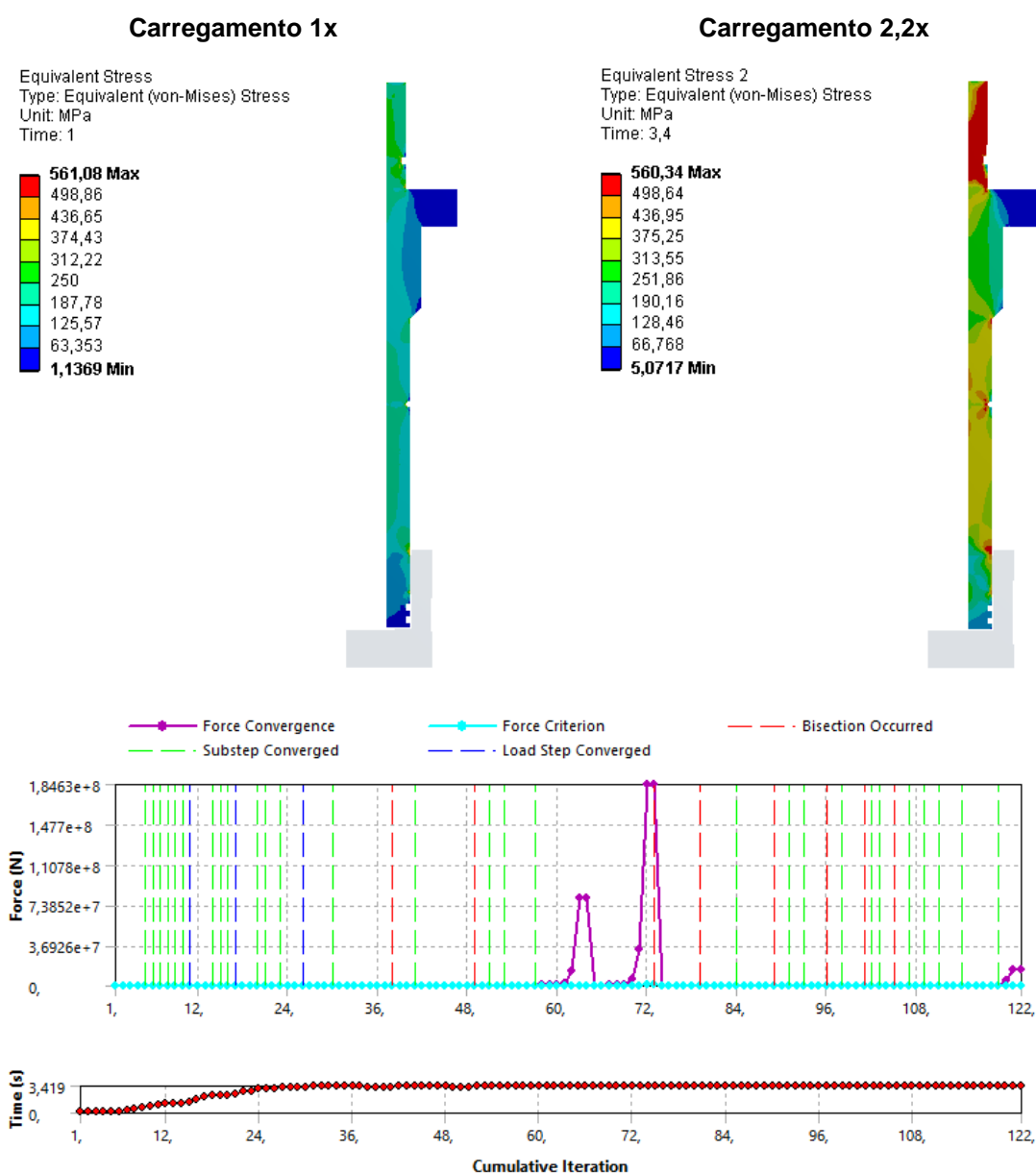


Figura 25 - Tensão equivalente no mandril com 1x o carregamento e 2,2x o carregamento na condição de pressão e tração (22°C)

Fonte: Autoria própria (2016).

4.1.4 Comparação

Reduziu-se, com a modificações de parâmetros no mandril, mostrados no item 4.1.1, cerca de 139,96 [kg], correspondente a um corte de 45,88% da massa original, como mostrado na tabela 8.

Tabela 8 - Comparação entre massas do mandril original e o modificado

	Mandril original	Mandril modificado
Massa [kg]	305,049	165,0842
Porcentagem	100%	54,12%

Fonte: Autoria própria (2016).

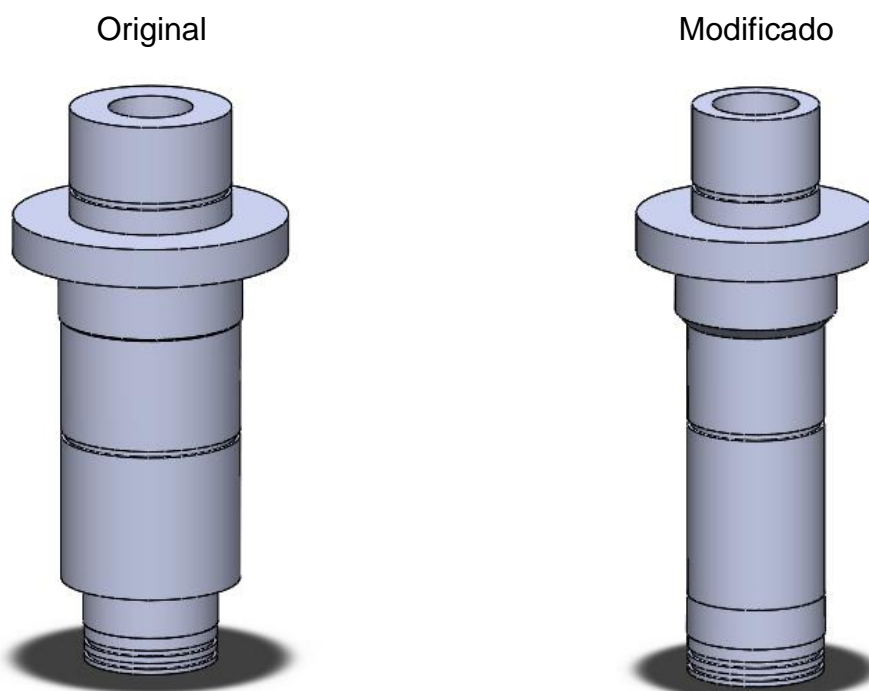


Figura 26 - Comparação visual entre o mandril original e o modificado

Fonte: Autoria própria (2016).

4.2 Rolamento

Escolhe-se para o projeto o rolamento axial autocompensador de rolos. 29448 E, da fabricante SKF. Demonstra-se suas características na tabela 9:

Tabela 9 - Rolamento 29448 E

Características	Valores
Vida [ciclos]	0,48E6
Diâmetro interno [mm]	240
Diâmetro externo [mm]	440
Altura [mm]	122

Fonte: Aatoria própria (2016).

4.3 Terminal Sub

4.3.1 Dimensões alteradas

Parametrizou-se, no terminal sub, seis dimensões e denominou-se como dimensão E, F, G, H, I e J como mostra a figura 27. Reduziu-se a dimensão E acompanhando as novas medidas do mandril. Novamente rosca é um ponto limitante e consegue-se reduzir as dimensões F e G somente até atingirem o diâmetro da rosca.

Diminui-se a dimensão H de acordo com os resultados da análise limite (figura 31), onde, em sua medida final, ainda mostra resultados satisfatórios a Norma API 17G. Aumenta-se o ângulo I e o raio J para minimizar o acúmulo de tensões na região do raio J.

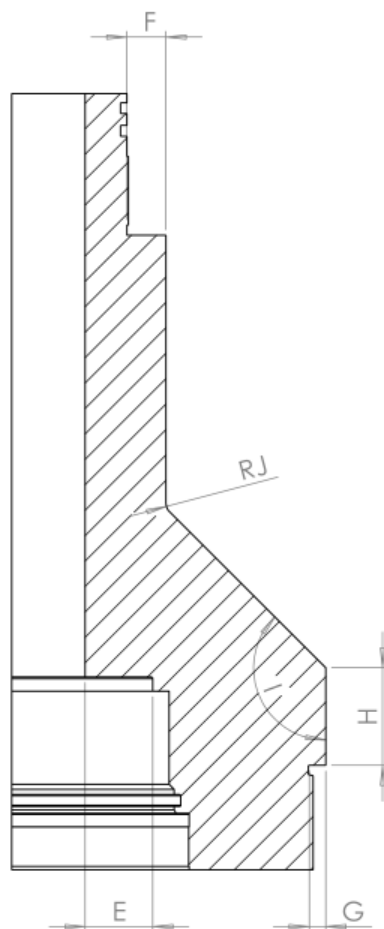


Figura 27 - Dimensões parametrizadas para a modificação do terminal sub

Fonte: Autoria própria (2016).

4.3.2 Análise elástica

O maior valor para a figura 29, é apresentado pela tensão primária de membrana combinada a flexão de 243,61 [MPa], correspondente a 44,17% do valor limite. A tensão equivalente para o terminal sub encontra-se dentro do limite de escoamento, salvo regiões pontuais, classificados como tensões de pico, e como dito anteriormente no item 2.4.4.3, não provoca distorções significativas caso exceda a tensão limite de escoamento.

A figura 30 exemplifica a região pontual onde a tensão extrapola o valor da tensão de escoamento.

Equivalent Stress TerminalSub
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1

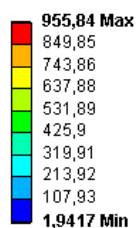


Figura 28 - Tensão equivalente para o terminal sub na condição somente tração (121°C)

Fonte: Autoria própria (2016).

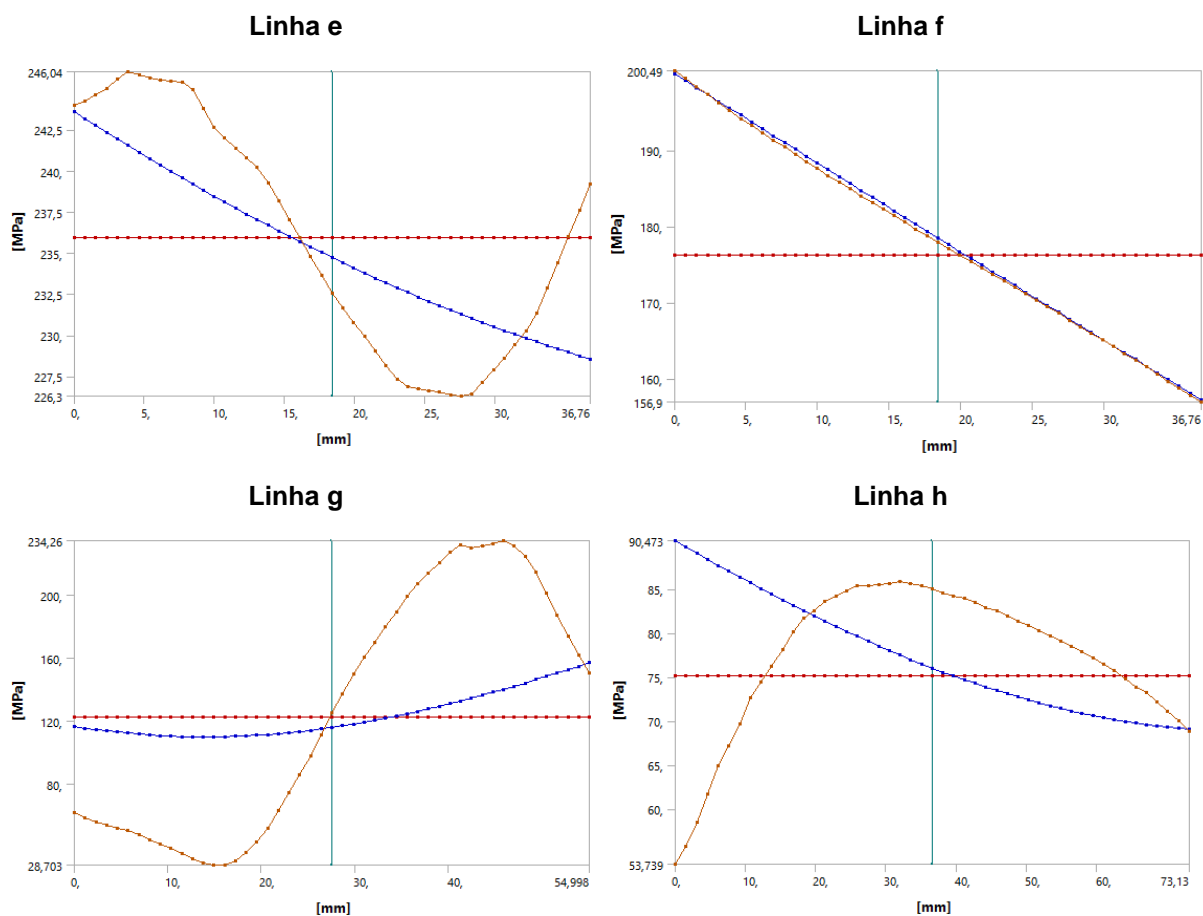


Figura 29 - Gráfico de linearização de tensões no terminal sub na condição somente tração (121°C)

Fonte: Autoria própria (2016).

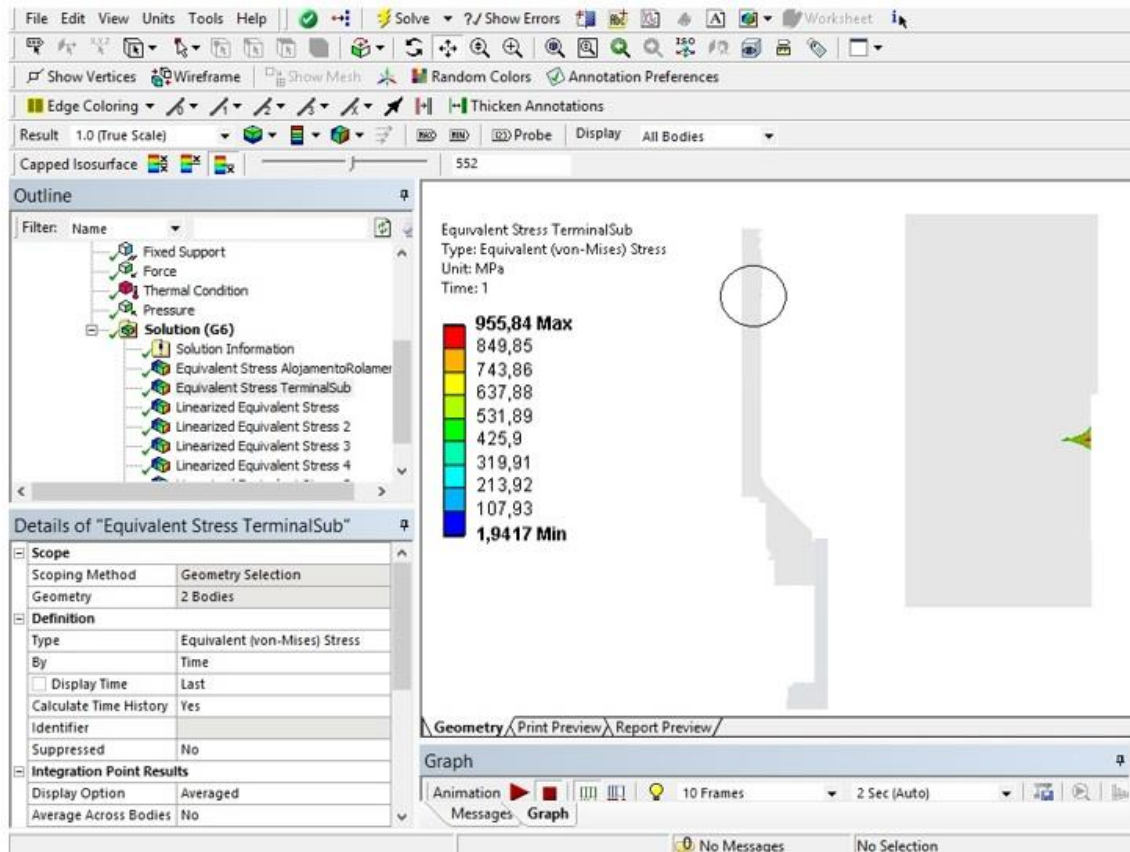


Figura 30 - Região pontual (tensão de pico)

Fonte: Autoria própria (2016).

4.3.3 Análise limite

Os resultados, mostrado na figura 31 convergiram até o valor de carga limite de 8409202,38 [N], correspondente a 163,33% do valor mínimo necessário exigido pela norma. A tensão equivalente para o terminal sub encontra-se dentro do limite de escoamento, salvo regiões pontuais, classificados como tensões de pico.

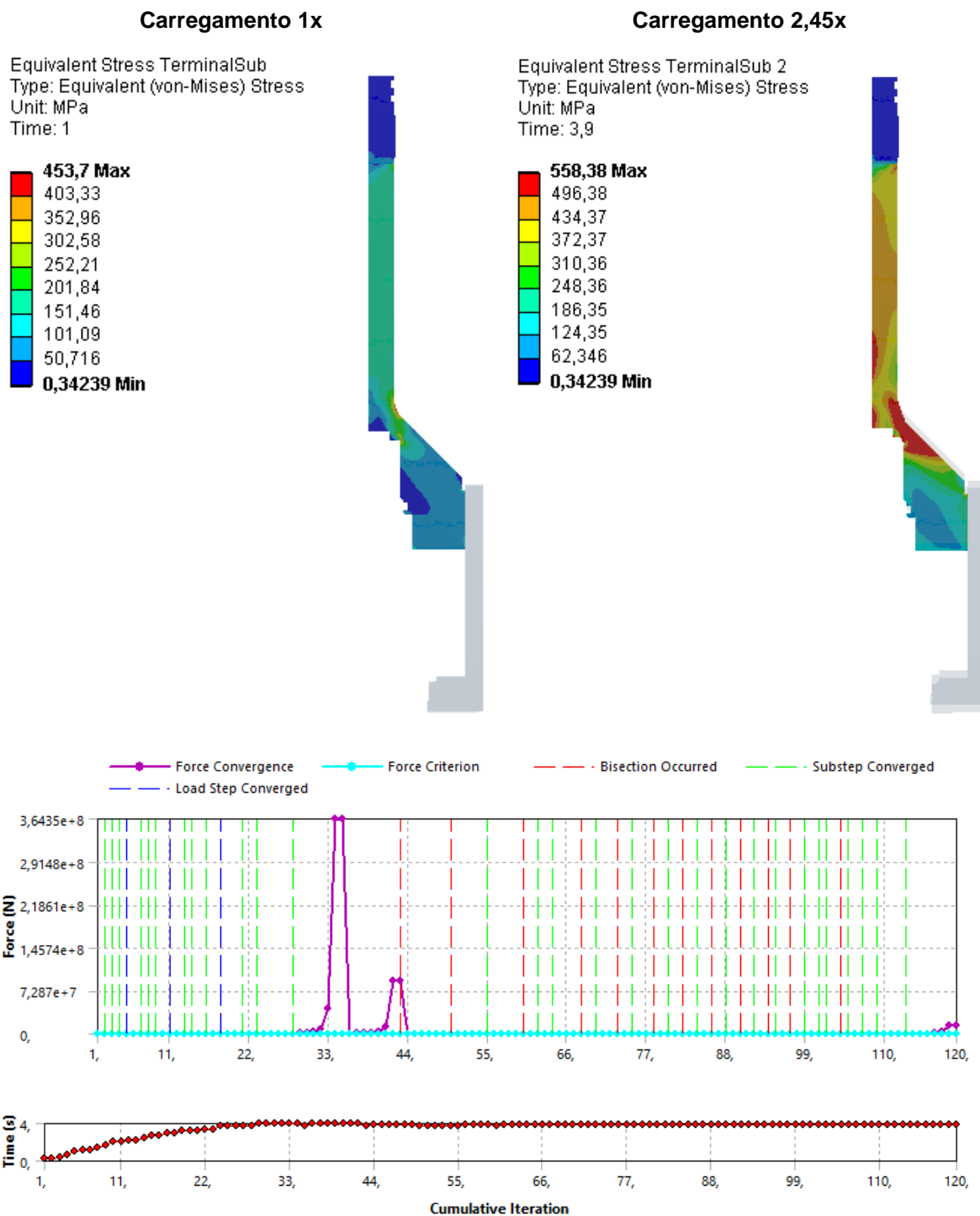


Figura 31 - Tensão equivalente no terminal sub com 1x o carregamento e 2,45x o carregamento na condição somente tensão (4°C)

Fonte: Autoria própria (2016).

4.3.4 Comparações

Reduziu-se, com as modificações de parâmetros no terminal sub, mostrados no item 4.3.1, cerca de 276,54 [kg], correspondente a um corte de 58,58% da massa original, como mostrado na tabela 10. A figura 32 facilita visualmente as modificações realizadas.

Tabela 10 - Comparação entre massas do terminal sub original e o modificado

	Terminal sub original	Terminal sub modificado
Massa [kg]	472,0797	195,543
Porcentagem	100%	41,42%

Fonte: Autoria própria (2016).

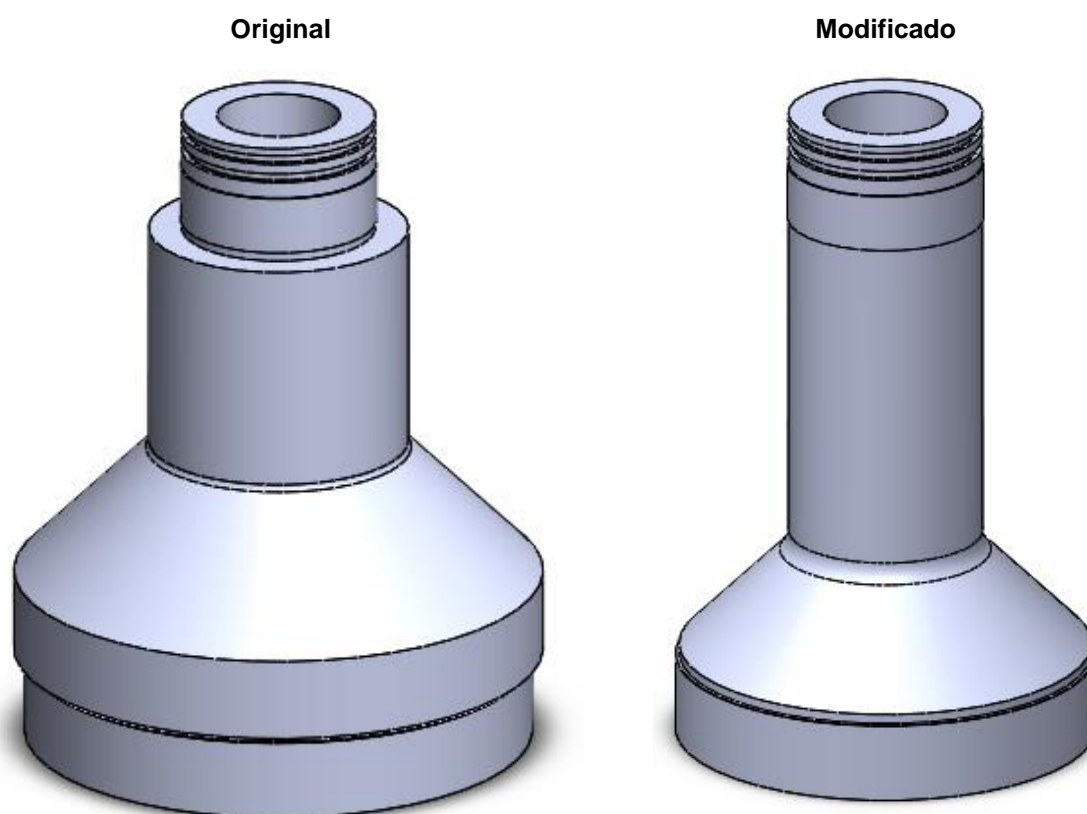


Figura 32 - Comparação visual entre o terminal sub original e o modificado

Fonte: Autoria própria (2016).

4.4 Alojamento do rolamento

4.4.1 Dimensões alteradas

Parametrizou-se, no alojamento do rolamento, quatro dimensões e denominou-se como dimensão K, L, M e N como mostra a figura 33. Reduziu-se a dimensão K, L e N acompanhando as medidas do novo rolamento. Por fim, retira-se o degrau da dimensão M, deixando a parede com somente uma espessura.

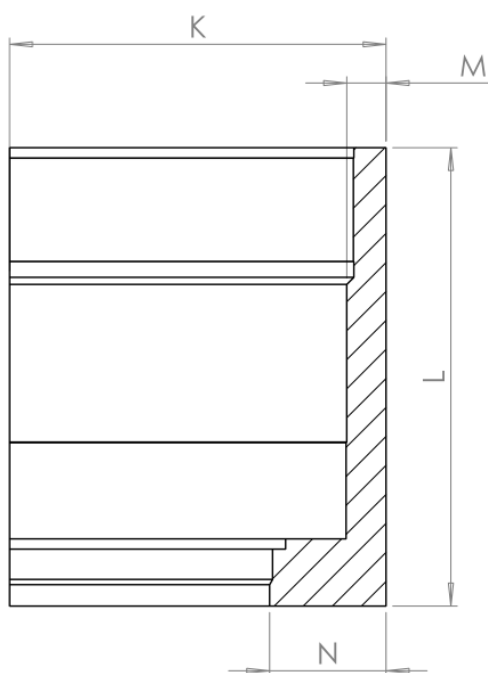


Figura 33 - Dimensões parametrizadas para a modificação do alojamento do rolamento

Fonte: Autoria própria (2016).

4.4.2 Análise elástica

O maior valor para mostrado na figura 35, é apresentado pela tensão primária de membrana combinada a flexão de 147,24 [MPa], correspondente a 22,48% do valor limite. O valor mais crítico é apresentado pela linha i com tensão de membrana de

120,22 [MPa] equivalente a 27,53% do valor limite. A tensão equivalente para o alojamento do rolamento encontra-se dentro do limite de escoamento.

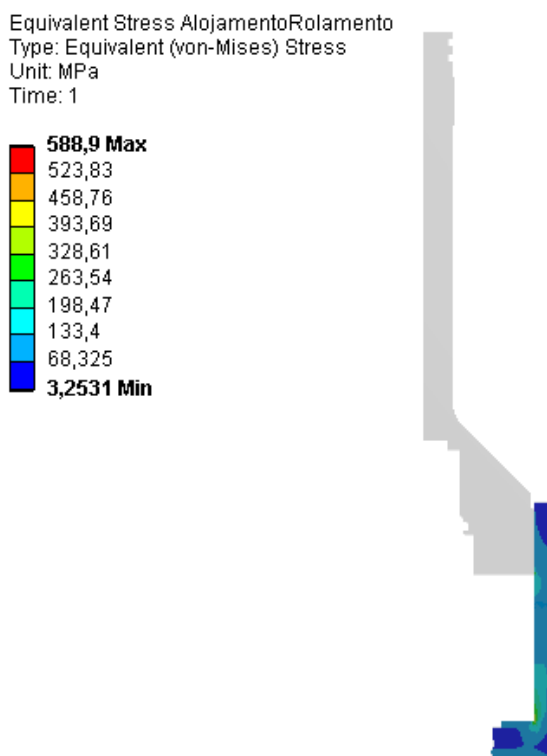


Figura 34 - Tensão equivalente para o alojamento do rolamento na condição somente tração (121°C)

Fonte: Autoria própria (2016).

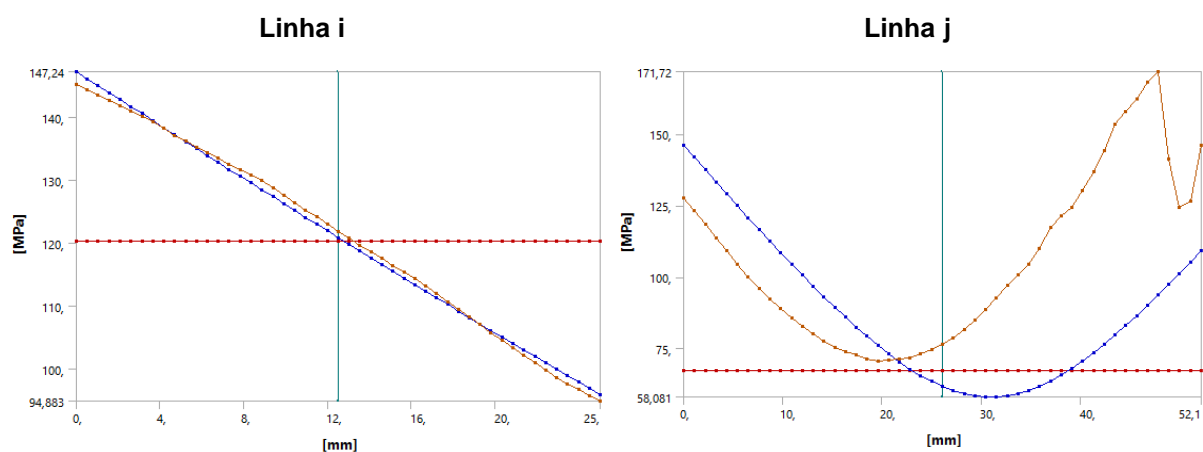


Figura 35 - Gráfico de linearização de tensões no alojamento do rolamento na condição somente tração (121°C)

Fonte: Autoria própria (2016).

4.4.3 Análise limite

Os resultados, mostrados na figura 36, convergiram até o valor de carga limite de 8409202,38 [N], correspondente a 163,33% do valor mínimo necessário exigido pela norma. A tensão equivalente para o alojamento do rolamento encontra-se dentro do limite de escoamento, salvo regiões pontuais, classificados como tensões de pico.

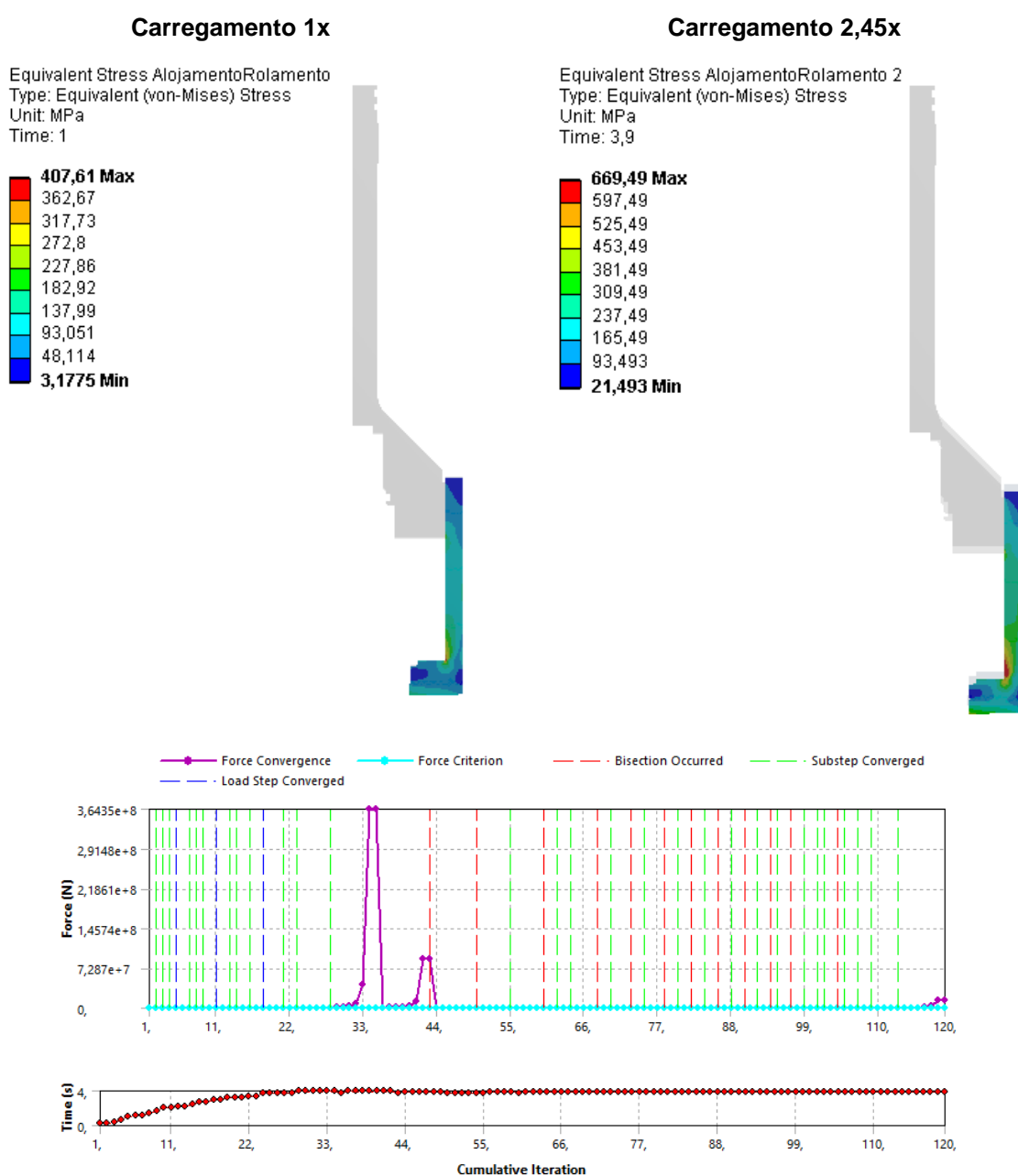


Figura 36 - Tensão equivalente no alojamento do rolamento com 1x o carregamento e 2,45x o carregamento na condição somente tensão (4°C)

Fonte: Autoria própria (2016).

4.4.4 Comparações

Reduziu-se, com a modificações de parâmetros no alojamento do rolamento, mostrados no item 4.4.1, cerca de 53,22 [kg], correspondente a um corte de 30,95% da massa original, como mostra a tabela 11. A figura 37 facilita visualmente as modificações realizadas.

Tabela 11 - Comparação entre massas do alojamento do rolamento original e o modificado

	Alojamento do rolamento original	Alojamento do rolamento modificado
Massa [kg]	171,9325	118,7167
Porcentagem	100%	69,05%

Fonte: Autoria própria (2016).

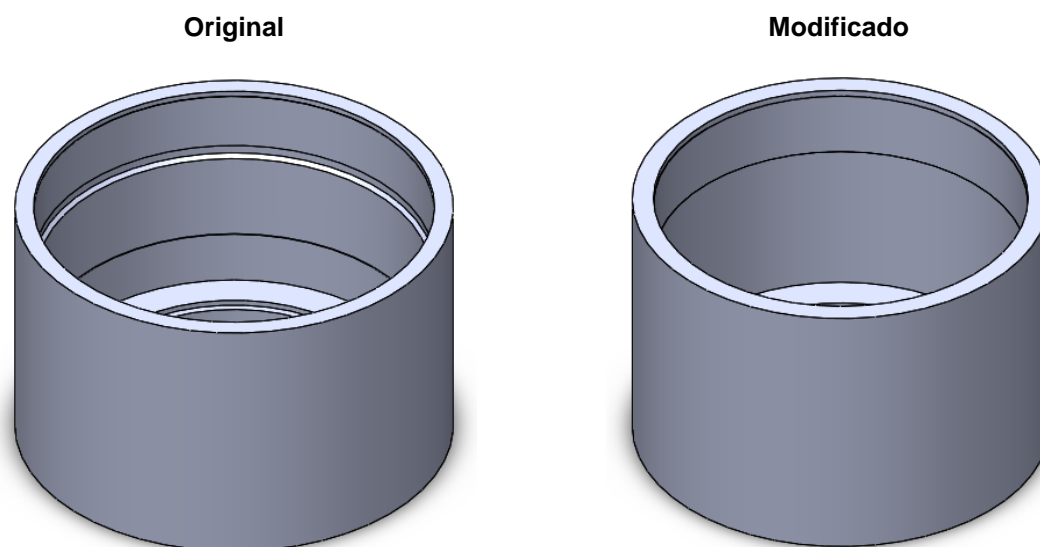


Figura 37 - Comparação visual entre o alojamento do rolamento original e o modificado

Fonte: Autoria própria (2016).

5 CONCLUSÃO

Os *softwares* atuais, munidos com o método dos elementos finitos, são uma poderosa ferramenta a indústria, desde que utilizados de forma racional e correta. O trabalho em questão mostra sua importância durante as fases iniciais de projetos, tanto novos quanto aqueles que buscam melhorar algo existente. O trabalho conduziu-se no sentido da verificação e validação, tendo resultados favoráveis, onde a verificação é o processo pelo qual confere se a simulação conduziu-se de maneira adequada e validação é o processo, que avalia se o modelo reflete a realidade.

A norma desempenha papel importante, pois disponibiliza procedimentos de validação do projeto, referentes a métodos de análise contra colapso plástico. Neste trabalho apresenta-se a análise elástica e de carga limite. A primeira requer a separação de tensões em primárias, secundárias e de pico, além de suas subdivisões, o que exige do analista uma visão mais profunda e crítica, capaz de identificar regiões de linearização, separação, classificação e interpretação dos resultados. Já a análise de carga limite é uma simulação mais realística e de maior precisão, exigindo por consequência, um recurso computacional maior.

Consegue-se reduzir em 49,5% a massa somada dos componentes analisados. A análise possibilitou a identificação de parâmetros na junta *swivel*, que influenciam o desempenho estrutural e assim modificados ao menor volume de modo a não comprometer sua resistência as condições de contorno. Caso do raio J, o qual tornou-se um acumulador de tensões, ao diminuir outros parâmetros do terminal sub, necessitando ser ampliado. A substituição do rolamento, converteu-se em outro fator importante na redução da massa, sem alterações significativas em sua vida.

Por fim, o trabalho consegue refletir as alterações que o método de elementos finitos gera no processo de desenvolvimento de produto, ainda sem substituir a prototipagem e verificação experimental, mas já sendo suplementar a estas etapas.

REFERÊNCIAS

ALBUQUERQUE Levi Barcelos. **Categorização de Tensões em Modelos de Elementos Finitos de Conexões Boca-Vaso de Pressão**. São Paulo, 1999.

ANSYS, INC. **Ansys® Workbench User's Guide**. Canonsburg: Ansys Inc, 2012.

ARGYRIS, J. H; Kelsey S. **Energy Theorems and Structural Analysis**, Butterworths, London, 1960 [collection of papers published in Aircraft Engineering in 1954 and 1955].

CATEN, C. S.; Ribeiro, J. L. **Etapas na Otimização Experimental de Produtos e Processos: Discussão e Estudo de Caso**. *Revista Produção*, 6 (1), 45-64, 1996.

COOK, R. D. et al. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. Nueva York: John Wiley & Sons, 2002.

COURANT, R. **Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations**, Bulletin of American Mathematical Society, 49, 1–23, 1943.

HECHMER, J. L., HOLLINGER, G. L. **3D Stress Criteria (Phase 2): Guidelines for Application**. PVRC Grant 91-14, Final Report (Rev. 2a), 1997.

KROENKE, W. C. **Classification of finite element stresses according to ASME Section III stress categories**. PVP. 1974.

MACINI, P. **Drilling Rigs and Technology**, *Encyclopedia of Hydrocarbons*, Istituto della Enciclopedia Italiana Treccani, Vol. I, Cap. 3.1, 303-336, 2005.

MACKENZIE, D., BOYLE, J. **Pressure Vessel Design by Analysis. A Short Course**. SIBRAT, Rio de Janeiro, 1996.

NORTON, Robert L. **Projetos de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 2ª Ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

RAO, Singiresu. **Vibrações Mecânicas**. 4ª Ed. Rio de Janeiro: Pearson, 2008.

ROZENFELD, H. et al. **Gestão de Desenvolvimento de Produtos – uma referência para a melhoria do processo**. São Paulo: Saraiva, 542p, 2006.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Section VIII Division 2 2010 2011a Addenda: ASME Boiler & Pressure Vessel Code: Section VIII Division 2: Alternative Rules: Rules for Construction of Pressure Vessels**. Nova Iorque: ASME, 2011.

TURNER, M. J; Clough, R. W; Martin, H. C; Topp, L. C. **Stiffness and deflection analysis of complex structures**. J. Aeronaut. Sci. 23, 1956.

APÊNDICE A – ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA

Em praticamente todas as análises de elementos finitos, quanto mais a malha é refinada, espera-se um resultado matemático com maior precisão. Reunir dados para respaldar o quão profundamente o refinamento deve ser realizado nas malhas, utilizadas neste trabalho, é o objetivo deste apêndice.

Analisa-se parâmetros como tamanho de elemento, número de elementos, número de nós, qualidade média da malha e convergência ou divergência de valores de tensões pontuais.

A.1 DENSIDADE DA MALHA

Realizou-se análise em três diferentes malhas, todas com elementos triangulares. A primeira com elementos de 2 [mm], a segunda com 3,5 [mm] e a última com 5 [mm].

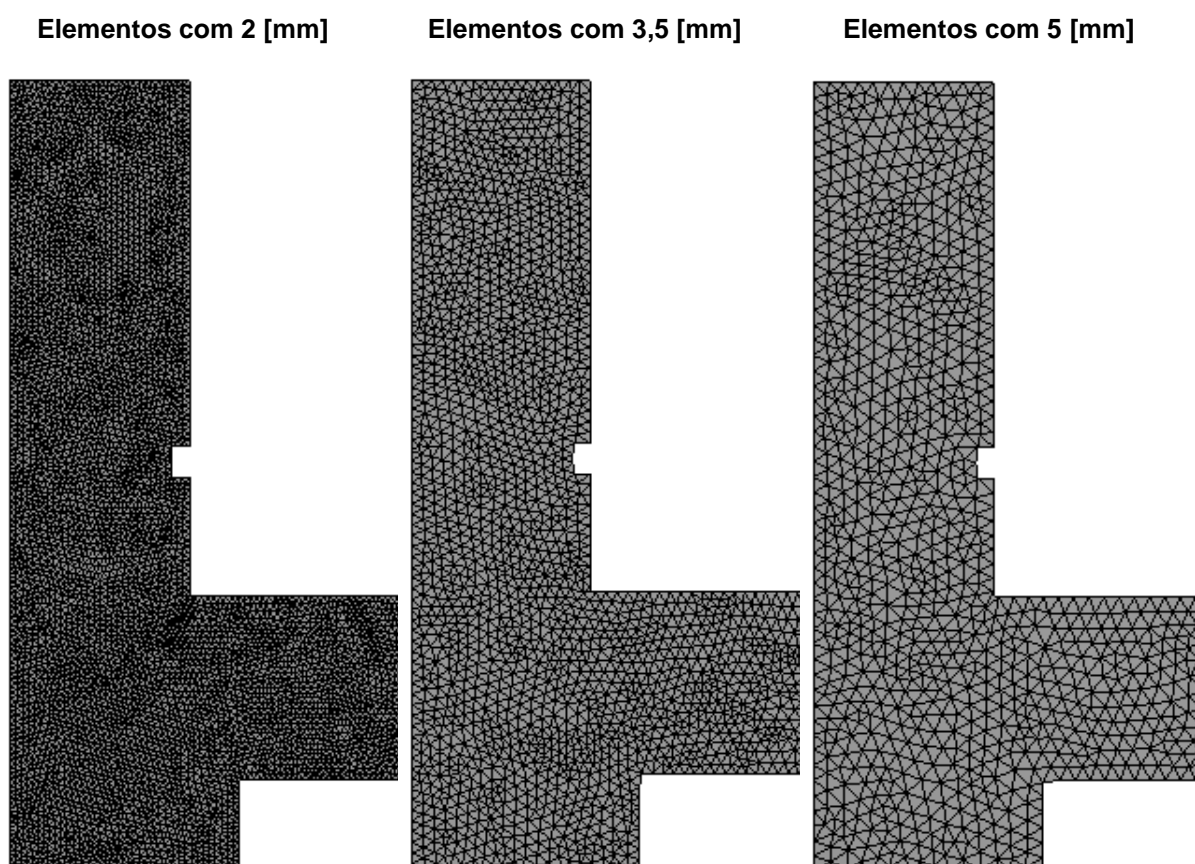


Figura 38 - Exemplo de malhas testadas

Fonte: Autoria própria (2016).

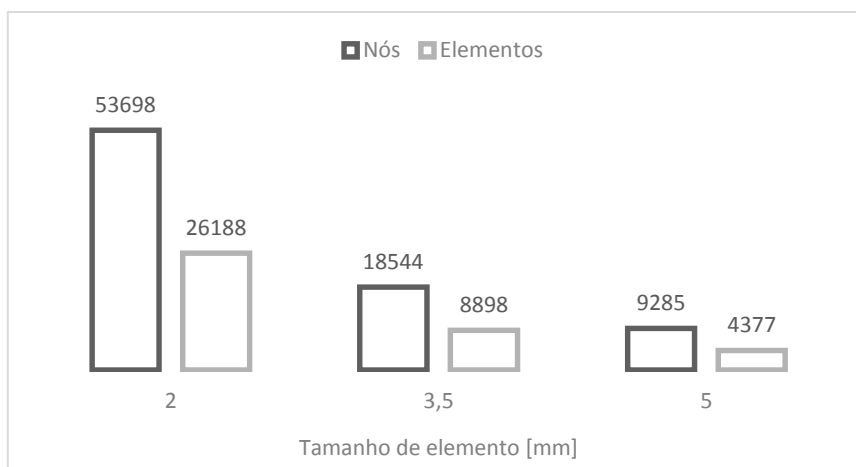


Gráfico 1 - Número de elementos e nós em cada malha testada

Fonte: Autoria própria (2016).

A malha de 5 [mm] possui, em relação a malha de 2 [mm], 82,71% menos nós e 83,29% menos elementos. Em relação a malha de 3,5 [mm], a malha de 5 [mm] possui 49,93% menos nós e 50,81% menos elementos.

A.2 QUALIDADE MÉDIA DA MALHA

Verifica-se a qualidade de elementos em cada caso, opção inclusa no *software* ANSYS Workbench 15.0. Percebe-se, no gráfico abaixo, que em uma escala de 0 a 1, sendo 0 qualidade baixa e 1 a qualidade alta, tem-se uma média de qualidade maior que 0,9.

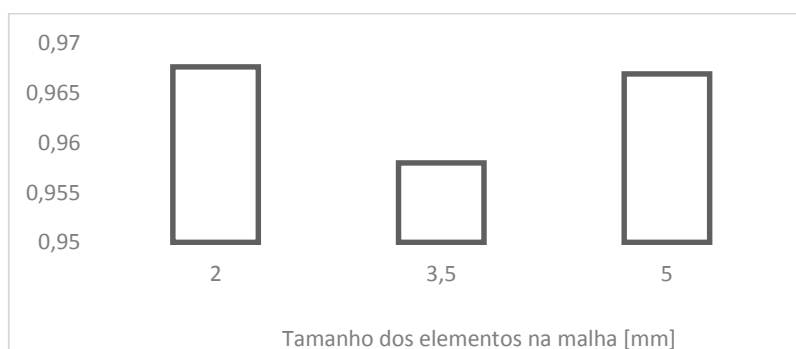


Gráfico 2 - Média de qualidade de elemento

Fonte: Autoria própria (2016).

A.3 MÉTODO DE ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA

A análise de convergência foi realizada através da comparação de simulações com diferentes níveis de refinamento da malha. Cria-se caminhos de linearização de tensões em intervalos verticais, aproximadamente iguais. Retira-se o valor de tensão total (interna) dessas linhas e verifica-se se há convergência de valores dos mesmos pontos em cada malha.

Segundo Cook (2002), um erro de até 5% na discretização do modelo é aceitável, sendo este critério adotado para as análises.

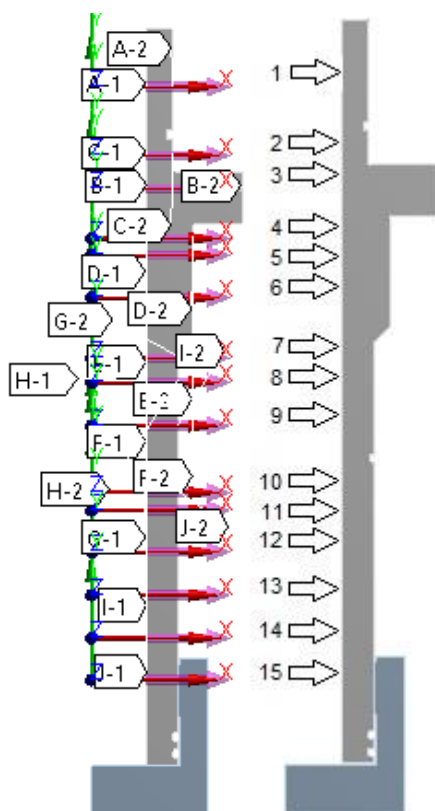


Figura 39 - Caminhos e seus respectivos pontos retirados

Fonte: Autoria própria (2016).

A.4 RESULTADOS

O gráfico 3 apresenta a diferença de tensões equivalentes para a condição de carregamento de pressão e tensão, obtidas para cada uma das configurações de malha adotadas no estudo de densidade de malha. As tabelas 12 e 13 mostram as tensões obtidas para cada ponto dos três tipos de malha.

Tabela 12 – Comparação dos resultados numéricos dos pontos 1 ao 8 para os três tipos de malha do estudo

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8
Malha 1 (2mm)	129,29	6,8717	186,98	119,1	111	121,48	126,81	147,23
Malha 2 (3,5mm)	128,25	6,8987	182,96	119,09	110,95	121,48	126,91	147,1
Malha 3 (5mm)	129,58	6,8233	181,93	119,12	111,21	121,43	126,95	146,53
Diferença entre a malha 1 e 3	0,2%	0,7%	2,8%	0,0%	0,2%	0,0%	0,1%	0,5%
Diferença entre a malha 2 e 3	1,0%	1,1%	0,6%	0,0%	0,2%	0,0%	0,0%	0,4%

Fonte: Autoria própria (2016).

Tabela 13 -Comparação dos resultados numéricos dos pontos 9 ao 15 para os três tipos de malha do estudo

	P9	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Malha 1 (2mm)	163,75	161,83	156,29	152,04	154,89	135,16	121,94
Malha 2 (3,5mm)	162,36	160,21	155,61	152,08	154,94	133,13	121,76
Malha 3 (5mm)	162,14	160,1	155,45	151,93	154,83	133,29	121,9
Diferença entre a malha 1 e 3	1,0%	1,1%	0,5%	0,1%	0,0%	1,4%	0,0%
Diferença entre a malha 2 e 3	0,1%	0,1%	0,1%	0,1%	0,1%	0,1%	0,1%

Fonte: Autoria própria (2016).

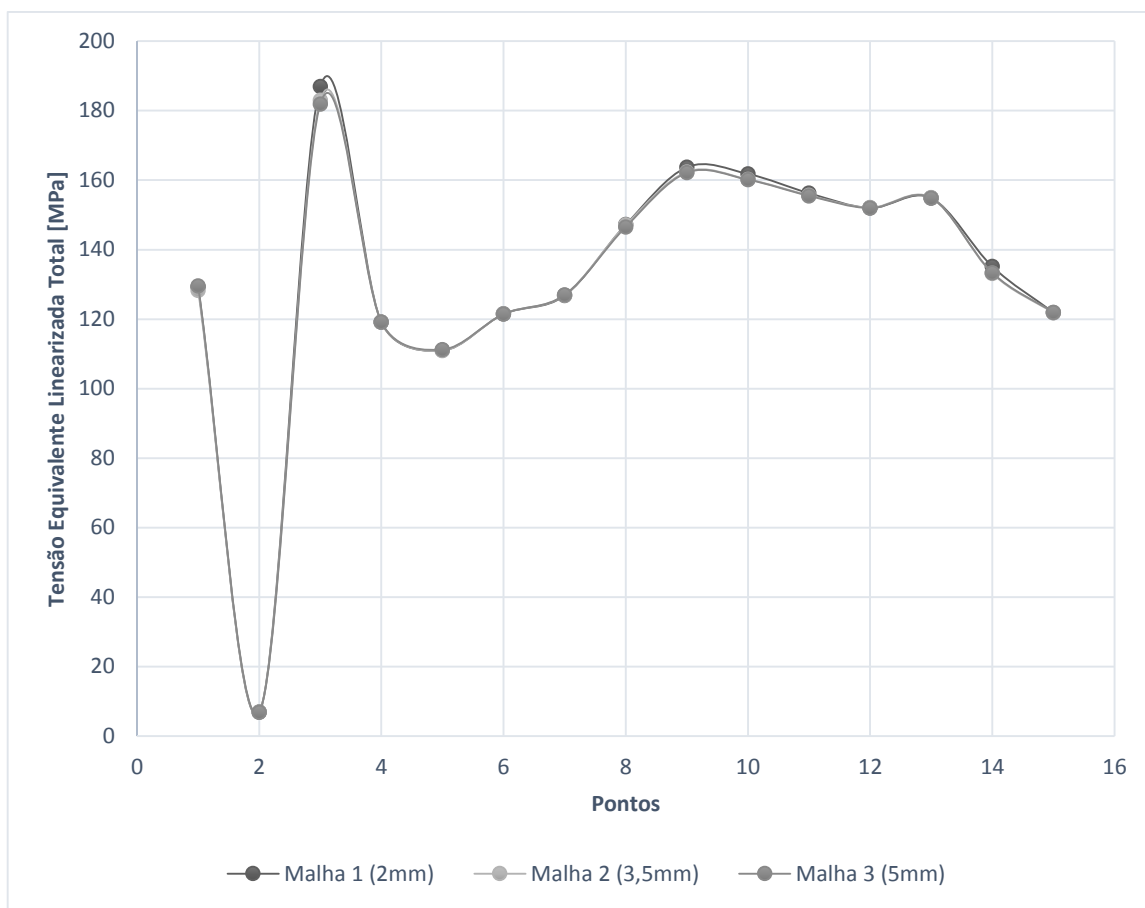


Gráfico 3 - Análise comparativa entre os resultados numéricos dos pontos selecionados para os três tipos de malha do estudo

Fonte: Autoria própria (2016).

Observa-se a convergência das malhas nos gráficos e tabelas acima, sendo a maior diferença no ponto 3, entre a malha 1 e 3, de 2,8%.

A.5 CONCLUSÃO

Os três tipos de malhas obtiveram resultados dentro dos limites anteriormente estabelecidos, mostrando que a malha poderia ser menos refinada. Ao passo que as análises computacionais não demoram mais de 20 segundos, o tempo de processamento não foi levado em conta, pois o ganho seria mínimo. Escolhe-se a malha 3, com elementos de 5 [mm] para o trabalho em questão, já que esta produz resultados similares as outras duas malhas a um custo computacional menor.

APÊNDICE B – ANÁLISE DO ROLAMENTO

Escolhe-se para o projeto o rolamento axial autocompensador de rolos. 29448 E, esta divisão de rolamentos segundo a fabricante, SKF:

- São capazes de suportar cargas radiais (até 55% da carga axial atuando simultaneamente), pois a linha de ação da carga nos contatos entre as pistas de rolamento e os rolos forma um ângulo com o eixo do rolamento.
- Propriedade auto alinhante, tornando-o relativamente insensível a desalinhamentos do eixo em relação à caixa, provenientes de deflexões do eixo.
- Adequados para suportar cargas axiais muito pesadas.
- Permite rotações de trabalho relativamente altas.

B.1 ANÁLISE DA VIDA DO ROLAMENTO SOB SOLICITAÇÃO DINÂMICA

A vida em fadiga, expressa em milhões de revoluções, para mancais de rolos, pode ser expressa como:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}$$

Onde:

P = carga constante aplicada [N]

C = carga dinâmica básica de classificação [N]

A vida L_{10} delimita uma porcentagem de até 10% de falha, em um lote aleatório de rolamentos, antes que a vida de projeto seja alcançada.

A carga aplicada, consiste somente em força axial, sendo estas a de tração (333[t]) somado aos esforços longitudinais gerados pela pressão interna, encontrado pela fórmula:

$$F = A * P = \frac{\pi * D_v^2}{4} * P = \frac{\pi * 189,6^2}{4} * 34,475 = 973353,8 [N]$$

Os quais:

F = força longitudinal gerada pela pressão interna [N]

A = área da vedação carregada com a pressão interna [m²]

P = pressão de acordo com o *load case* [Pa]

D_v = Diâmetro interno da vedação principal da Junta Swivel [m]

Assim:

$$L_{10} = \left(\frac{3400000}{3265614,45 + 973353,8} \right)^{\frac{10}{3}} = 0,48E6 \text{ [ciclos]}$$

B.2 ANÁLISE DA VIDA DO ROLAMENTO SOB SOLICITAÇÃO ESTÁTICA

Segundo Norton (2013), deformações na pista e no elemento rolante, em qualquer ponto de contato, maiores que 0,0001 vezes o diâmetro (d) do rolamento, causarão aumento nas vibrações e barulho, e podem levar a uma falha prematura por fadiga. Geralmente é necessária uma força equivalente a oito vezes a carga básica estática de classificação (C_0) para fraturar um mancal.

No presente trabalho, o limite de carregamento estático será definido por um fator de segurança maior ou igual a dois, de acordo com a fórmula:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Onde:

S_0 = fator de segurança estática

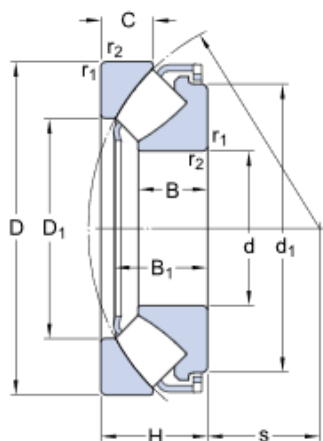
C_0 = capacidade de carga estática [N]

P_0 = carga estática equivalente [N]

Novamente a carga estática equivalente é, neste caso, a soma da força axial com a força longitudinal devido a pressão interna (P).

Assim:

$$S_0 = \frac{10200000}{3265614,45 + 973353,8} = 2,41$$



d	240	mm
D	440	mm
H	122	mm
d ₁	≈ 391	mm
D ₁	≈ 322	mm
B	76	mm
B ₁	107.1	mm
C	59	mm
s	142	mm
r _{1,2}	min. 6	mm

Figura 40 - Dimensões do rolamento 29448 E

Fonte: SKF Group (2016).

Basic dynamic load rating	C	3400	kN
Basic static load rating	C ₀	10200	kN
Fatigue load limit	P _u	930	kN
Reference speed		850	r/min
Limiting speed		1500	r/min
Minimum axial load factor	A	9.9	

Mass

Mass bearing		80	kg
--------------	--	----	----

Figura 41 - características de cálculo do rolamento 29448 E

Fonte: SKF Group (2016).

APÊNDICE C – RESUMO DOS RESULTADOS

As tabelas 14, 15 e 16 mostram um resumo dos valores obtidos nas análises.

Tabela 14 - Resumo dos resultados para análise elástica nas condição de contorno de tração

Condição de contorno - Tração					
T [°C]	Componentes	Critério de falha			
		Tensão de Membrana [MPa]		Tensão de membrana + flexão [MPa]	
		Limite	Maior valor obtido	Limite	Maior valor obtido
4	Mandril	367,72	240,3	551,58	354,26
	Terminal Sub	367,72	176,17	551,58	199,11
	Alojamento do Rolamento	436,67	120,22	655	147,24
22	Mandril	367,72	239,56	551,58	355,73
	Terminal Sub	367,72	176,18	551,58	199,25
	Alojamento do Rolamento	436,67	120,22	655	147,24
121	Mandril	367,72	235,54	551,58	364,26
	Terminal Sub	367,72	235,95	551,58	243,61
	Alojamento do Rolamento	436,67	120,22	655	147,24

Fonte: Autoria própria (2016).

Tabela 15 - Resumo dos resultados para análise elástica nas condição de contorno de pressão e tração

Condição de contorno - Pressão e tração					
T [°C]	Componentes	Critério de falha			
		Tensão de Membrana [MPa]		Tensão de membrana + flexão [MPa]	
		Limite	Maior valor obtido	Limite	Maior valor obtido
4	Mandril	367,72	257,67	551,58	391,24
	Terminal Sub	367,72	142,12	551,58	208,67
	Alojamento do Rolamento	436,67	116,93	655	150,23
22	Mandril	367,72	257,36	551,58	392,91
	Terminal Sub	367,72	142,12	551,58	208,67
	Alojamento do Rolamento	436,67	116,93	655	150,23
121	Mandril	367,72	255,85	551,58	402,52
	Terminal Sub	367,72	174,24	551,58	208,67
	Alojamento do Rolamento	436,67	116,93	655	150,24

Fonte: Autoria própria (2016).

Tabela 16 - Resumo dos resultados para análise de carga limite

T [°C]	Componentes	Critério de falha			
		Tração		Pressão e tração	
		Mínimo necessário [N]	Maior valor obtido [N]	Mínimo necessário [MPa/N]	Maior valor obtido [MPa/N]
4	Mandril		7894353,3		34,474 / 7184351,79
	Terminal Sub		8409202,4		34,474 / 8327316,848
	Alojamento do Rolamento		8409202,4		34,474 / 8327316,848
22	Mandril		7894353,3		34,474 / 7184351,79
	Terminal Sub	5148491,25	8409202,4	34,474 / 4898421,68	34,474 / 8327316,848
	Alojamento do Rolamento		8409202,4		
121	Mandril		7894353,3		34,474 / 7184351,79
	Terminal Sub		8409202,4		34,474 / 8327316,848
	Alojamento do Rolamento		8409202,4		34,474 / 8327316,848

Fonte: Autoria própria (2016).

APÊNDICE D – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS UTILIZADOS

Nas tabelas seguintes são descritos as propriedades dos materiais dos componentes da junta *swivel*.

Tabela 17 - Propriedades do material EM001 - SAE 8630

Propriedades	Valor	Unidade
	À 4°C → 205260	
Módulo de Young (E)	À 22°C → 204180	MPa
	À 121°C → 198740	
Coeficiente de Poisson (ν)	0,3	-
Densidade (D)	7750,0	kg/m ³
Limite de escoamento (S_y)	551,58	MPa

Fonte: Adaptado ASME Section 2 Part D (2010).

Tabela 18 - Propriedades do material EM-8630-95 - SAE 8630

Propriedades	Valor	Unidade
	À 4°C → 205260	
Módulo de Young (E)	À 22°C → 204180	MPa
	À 121°C → 198740	
Coeficiente de Poisson (ν)	0,3	-
Densidade (D)	7750,0	kg/m ³
Limite de escoamento (S_y)	655	MPa

Fonte: Adaptado ASME Section 2 Part D (2010).

Tabela 19 - Propriedades do material Bronze UNS C93700

Propriedades	Valor	Unidade
	À 4°C → 76420	
Módulo de Young (E)	À 22°C → 76060	MPa
	À 121°C → 73580	
Coeficiente de Poisson (ν)	0,33	-
Densidade (D)	8940,0	kg/m ³
Limite de escoamento (S_y)	207	MPa

Fonte: Adaptado ASME Section 2 Part D (2010).

Tabela 20 - Propriedades do material ASTM 105

Propriedades	Valor	Unidade
Módulo de Young (E)	À 4°C → 200100	MPa
	À 22°C → 193977	
Coeficiente de Poisson (ν)	À 121°C → 184200	-
	0,3	
Densidade (D)	7750,0	kg/m ³
Limite de escoamento (S_y)	À 4°C → 248	MPa
	À 22°C → 248	
	À 121°C → 223,64	

Fonte: Adaptado ASME Section 2 Part D (2010).

Tabela 21 - Propriedades do material Structural Steel

Propriedades	Valor	Unidade
Módulo de Young (E)	200000	MPa
Coeficiente de Poisson (ν)	0,3	-
Densidade (D)	7850,0	kg/m ³
Coeficiente de dilatação térmica (TE)	1,2E-5	m/m°C

Fonte: Adaptado ANSYS (2015).