

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CAMPUS PATO BRANCO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

MURILO ECCO

**ANÁLISE ESTRUTURAL COMPARATIVA DE JUNÇÕES FLANGEADAS DE
VÁLVULA DE ESFERA TIPO *TRUNNION* UTILIZADA NA INDÚSTRIA DE
ÓLEO E GÁS CONFORME AS NORMAS ASME VIII E NORSOK STANDART
L-005**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PATO BRANCO
2016**

MURILO ECCO

**ANÁLISE ESTRUTURAL COMPARATIVA DE JUNÇÕES FLANGEADAS DE
VÁLVULA DE ESFERA TIPO *TRUNNION* UTILIZADA NA INDÚSTRIA DE
ÓLEO E GÁS CONFORME AS NORMAS ASME VIII E NORSOK STANDART
L-005**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Campus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto.

PATO BRANCO

2016

FOLHA DE APROVAÇÃO

ANÁLISE ESTRUTURAL COMPARATIVA DE JUNÇÕES FLANGEADAS DE VÁLVULA DE ESFERA TIPO *TRUNNION* UTILIZADA NA INDÚSTRIA DE ÓLEO E GÁS CONFORME AS NORMAS ASME VIII E NORSOK STANDART L-005

Murilo Ecco

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia xx/xx/xxxx 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. Robson Gonçalves Trentin
(UTFPR – Departamento de mecânica)

Prof. Dr. Rodrigo Villaca Santos
(UTFPR – Departamento de mecânica)

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto
(UTFPR – Departamento de mecânica)
Orientador

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

A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu pai Iran Antônio Ecco e a minha mãe Marcia Kasper Ecco, que sempre foram os alicerces e os verdadeiros responsáveis por me propiciar esta oportunidade de cursar uma universidade, sempre me dando total e incondicional apoio em todos os momentos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pela vida, pela fé e pela vontade de seguir em frente nos momentos de dificuldade.

Ao professor Dr. Diego Rizzotto Rossetto, pela orientação, confiança, companheirismo, paciência e dedicação visando sempre o sucesso deste trabalho e me ajudando sempre que busquei seu auxílio.

Ao professor Dr. Sérgio Luiz Ribas Pessa, pela indicação do prof. orientador e pelo auxílio no início deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Rodrigo Villaca, e ao Prof. Dr. Robson Trentin, pela confiança depositada compondo a banca.

A todos os meus familiares que foram pacientes e me ajudaram nesta jornada, em especial Marcia Kasper Ecco, Iran Antônio Ecco e Joao Antônio Ecco. Minha família, meu maior tesouro.

A minha namorada Cássia Zaparoli Dapieve pela paciência, apoio, amor e suporte todas as vezes que busquei seu auxílio.

A Universidade Tecnológica Federal do Paraná – campus Pato Branco.

A todos os meus colegas da UTFPR pela amizade e companheirismo ao longo desses anos, que me auxiliaram quando busquei ajuda, sempre com muito gosto.

EPÍGRAFE

“ Disciplina é liberdade.
Compaixão é fortaleza.
Ter bondade é ter coragem. ” (Russo, Renato)

RESUMO

ECCO, Murilo. Compartilhamento da informação e do conhecimento em bibliotecas especializadas. 2016. f77. Trabalho de Conclusão de Curso (Análise Estrutural Comparativa de Junções Flangeadas de Válvula de Esfera Tipo Trunnion Utilizada na Indústria de Óleo e Gás Conforme as Normas Asme VIII e Norsok Standart L-005) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2016

Este trabalho apresenta uma análise estrutural comparativa de juntas flangeadas de uma válvula tipo *Trunnion* perante as normas ASME VIII e Norsok Standart L-005 visando a economia de material na sua construção. A base para essa comparação será uma análise por meio de elementos finitos em condições previamente estabelecidas que representam condições reais de operação para os dois modelos, essa comparação foi feita com base nas tensões e deformações totais, e ainda com base na análise elástica de tensões conforme previsto na norma ASME VIII Div 2 Cap 5. Essa análise possibilitou a melhor compreensão das forças e solicitações a qual o componente está sujeito e assim após realizar-se todos as simulações necessárias culminou-se à escolha fundamentada do um flange Norsok devido a fatores como redução de massa e uma construção mais compacta oferecendo ainda condições de confiabilidade para operação.

PALAVRAS CHAVES: Válvula, Elementos Finitos, Juntas Flangeadas, Análise, Comparação, Tensões e Deformações

ABSTRACT

ECCO, Murilo. Sharing information and knowledge in specialized libraries. 2016. f77. Completion of course work (Structural analysis of a Trunnion valve used at oil and gas industries towards ASME VIII and Norsok L-005 standards) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2015

This research presents a comparative structural analysis of flanged joints of Trunnion valves toward ASME VIII and Norsok L-005 standards, aiming material economy in its development. The main tool for this approach will be a finite element analysis on two models, according to established conditions. This relation will be made based on total stress, deformations and elastic stress analysis, as regarded at ASME VIII Standard Div 2 Cap 5. In addition, this study grant a better understanding of which forces and loads that each component is submitted. After performing all necessary simulations, the results led to the reasonable choice of the flange Norsok due factors such as mass reduction, compact construction and operation reliability.

KEY WORDS: Valve, Finite Element, Flanged Joints, Analysis, Relation, Stresses and Strains

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Válvula de esfera tipo flutuante e tipo trunnion respectivamente.....	20
Figura 2 – Problemas nas válvulas.....	21
Figura 3 - Forças atuantes e método de vedação do flange ASME VIII.....	23
Figura 4 – Funcionalidade do NCF5.....	25
Figura 5 - Diferença entre tensões primárias e secundárias.....	30
Figura 6 - Aproximação de um contínuo através de uma linha.....	33
Figura 7 - Elemento de viga em 3D.....	33
Figura 8 - Aproximação de Continuo 3D Para Modelo de Superfície.....	34
Figura 9 - Elemento sólido retangular e suas características.....	35
Figura 10 - Elemento sólido hexaédrico.....	35
Figura 11 - Etapas de Processamento.....	38
Figura 12 - Grupo de contatos (a) Diâmetro externo do prisioneiro com diâmetro interno do corpo (b) Simplificações geométricas do modelo circulares na tampa com simplificações geométricas do modelo circulares no corpo.....	40
Figura 13 - Grupo de contatos (a) Tampa com porca (b) Diâmetro interno da porca com diâmetro externo do prisioneiro.....	41
Figura 14 - Grupo de contatos, corpo com tampas externas.....	41
Figura 15 - Diferença entre os elementos tetraédricos e hexaédricos respectivamente.....	43
Figura 16 - Apoios impostos.....	45
Figura 17 - Linearização de tensões nas tampas da válvula.....	46
Figura 18 - Linearização de tensões no corpo da válvula.....	46
Figura 19 - Tensões equivalente no corpo e tampa para as três condições.....	50
Figura 20 - Deslocamentos totais nas três condições de análise.....	52
Figura 21 - Análise elástica de tensões modelo construtivo ASME, CONDIÇÃO A.....	53
Figura 22 - Análise elástica de tensões modelo construtivo ASME, CONDIÇÃO B.....	54
Figura 23 - Análise elástica de tensões modelo construtivo ASME, CONDIÇÃO C.....	55
Figura 24 - Tensão equivalente no corpo e tampas para as três condições.....	58
Figura 25 - Deslocamentos totais nas três condições de análise.....	59
Figura 26 - Análise elástica de tensões modelo construtivo Norsok, CONDIÇÃO A ...	60
Figura 27 - Análise elástica de tensões modelo construtivo Norsok, CONDIÇÃO B ...	61
Figura 28 - Análise elástica de tensões modelo construtivo Norsok, CONDIÇÃO C ...	62
Figura A1 – Representação dos elementos da malha 01.....	72

Figura A2 - Representação dos elementos da malha 02	72
Figura A3 - Representação dos elementos da malha 03	72
Figura A 4 - Número de elementos nas três malhas analisadas.....	73
Figura A 5 - Número de nós nas três malhas analisadas.....	73
Figura A 6 - Qualidade média das três malhas analisadas.	74
Figura A 7 - Comparação da tensão máxima encontrada nos pontos de análise para cada malha.	75
Figura A 8 - Tempo de simulação para as três malhas analisadas.....	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tipos de válvulas x operação.....	18
Tabela 2 - Resultado da Pesquisa com 250.000 Válvulas	21
Tabela 3 - Limite Admissível Para Cada Tipo de Tensão..	28
Tabela 4 - Categorias de Tensões.	29
Tabela 5 - Condições para análise.....	37
Tabela 6 - Estatísticas da malha escolhida.	42
Tabela 7 - Condições de contorno impostas.	44
Tabela 8 - Propriedades dos materiais utilizados.....	47
Tabela 9 - Critério de análise para cada material.....	48
Tabela 10 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva ASME,	54
Tabela 11 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva ASME, CONDIÇÃO B.....	55
Tabela 12 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva ASME, CONDIÇÃO C.....	56
Tabela 13 -- Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva Norsok, CONDIÇÃO A.....	61
Tabela 14 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva Norsok, CONDIÇÃO B.....	62
Tabela 15 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva Norsok, CONDIÇÃO C.....	63
Tabela 16 - Redução de massa entre os modelos	64
Tabela A1	71

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 ASPECTOS HISTÓRICOS	13
1.2 CARACTERIZAÇÃO DO TRABALHO	14
1.3 TEMAS E OBJETIVOS	14
1.4 JUSTIFICATIVA.....	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1 VÁLVULAS	16
2.1.1 Funções das Válvulas	16
2.2 VÁLVULA DE ESFERA	18
2.2.1 Válvula de Esfera Tipo <i>Trunnion</i> e Flutuante	19
2.3 FALHAS EM VÁLVULAS	20
2.4 FUNCIONALIDADES DOS FLANGES ASME VIII DIV 2 E NORSOK L-005	22
2.4.1 Descrição do <i>Design</i> e Funcionalidade do Flange ASME VIII Div 2.....	23
2.4.2 Descrição do Design e Funcionalidade do Flange Norsok L-005	24
2.5 NORMAS ANALISADAS E CRITÉRIOS DE ANÁLISE	26
2.5.1 Norma ASME VIII Divisão 2.....	26
2.5.1.1 Método de Análise de Tensões Elásticas	27
2.5.1.2 Método da Carga Limite	31
2.5.1.3 Método de Análise de Tensões Elasto-Plástica.....	31
2.6 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	32
2.6.1 Tipos de Elementos.....	33
3 METODOLOGIA	36
3.1 MÉTODOS UTILIZADOS	36
3.2 ETAPAS DA ANÁLISE	37
3.2.1 Pré-Processamento.....	38
3.2.2 Processamento ou Solução	39
3.2.3 Pós-Processamento	39
3.3 CONTATOS	39
3.4 MALHA.....	42
3.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO	43
3.6 CAMINHOS PARA ANÁLISE ELÁSTICA DE TENSÕES	45
3.7 PROPRIEDADES MECÂNICAS E FÍSICAS DOS MATERIAIS	47

3.7.1 Critério de Análise e Limites Admissíveis de Cada Componente em Função do Material Utilizado.....	47
4 ANÁLISE DE RESULTADOS E DISCUSSÕES	49
4.1 MODELO ASME VIII DIV 2.....	49
4.1.1 Tensões Totais.....	49
4.1.2 Deslocamentos Totais.....	51
4.1.3 Análise Elástica de Tensões	52
4.2 MODELO NORSOK STANDART L-005.....	56
4.2.1 Tensões Totais.....	57
4.2.2 Deslocamentos Totais.....	58
4.2.3 Análise Elástica de Tensões	60
4.3 REDUÇÃO DE MATERIAL NA CONSTRUÇÃO	63
5.0 CONCLUSÃO.....	65
5.1 FLANGE ASME VIII.....	65
5.2 FLANGE NORSOK STANDART L-005	65
5.3 CONCLUSÕES GERAIS.....	66
6.0 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	67
REFERENCIAS.....	68
APENDICE A.....	71
A.1 MÉTODO DE ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA	71
A.2 CONDIÇÕES DE ANÁLISE.	74
A.3 CONSLUSÕES DO ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA.....	74

1 INTRODUÇÃO

1.1 ASPECTOS HISTÓRICOS

Não se tem relatos precisos de quando ocorreu a criação das válvulas, sabe-se que desde os primórdios a civilização tem a necessidade de manipular os fluxos de rios, córregos e regatos para o desenvolvimento humano. Os romanos já utilizavam formas primitivas de válvulas para poderem canalizar rios para suas cidades e plantações. Com o passar dos anos, durante a idade das trevas os projetos de válvulas não tiveram muito progresso, porém com a chegada do renascimento inventores como, Leonardo da Vinci retomaram os importantes estudos sobre, canais de irrigação e canalização de fluidos em cidades, sendo que as válvulas eram constantemente citadas e utilizadas nesses projetos (MATHIAS, 2008).

Com a revolução industrial, por volta de 1705 Thomas Newcomen inventou a primeira máquina a vapor em escala industrial. Para o funcionamento dessas máquinas a pressão do vapor devia ser regulada e bloqueada de algum modo, fazendo com que as válvulas ganhassem uma nova importância no cenário industrial (MATHIAS, 2008).

As primeiras válvulas de bloqueio, semelhante às atuais válvulas gaveta, eram fabricadas com troncos de árvores, os registros indicam que a válvula gaveta convencional (tipo cunha sólida) foi desenvolvida inicialmente pelo inglês James Nasmyth, em 1839 (MATHIAS, 2008).

Entre os inúmeros tipos de válvulas existentes, uma que foi de grande importância para o desenvolvimento industrial e humano, a válvula de esfera, que foi patenteada primeiramente por John Warren e John Chapman em 1871 a qual era construída em bronze, incluindo a esfera e as sedes (MATHIAS, 2008).

Segundo Mathias (2008, pg. 11) hoje em dia as válvulas têm grande participação em projetos, sendo elas ativadas manualmente ou automaticamente, devido a sua grande responsabilidade em casos específicos, o custo dos atuadores e sistemas de controle podem representar até 75% do custo total do conjunto válvula/acionamento. Um dos ramos que mais emprega a utilização de válvulas é a indústria de óleo e gás, química e petroquímica, e

devido à complexidade de operações possuem suas próprias normas e especificações de projeto. Um bom exemplo da responsabilidade desses equipamentos são as operações submarinas de extração de petróleo e gás, que quando necessitam de manutenção ou substituição se tornam extremamente caras e perigosas, para o homem e para o meio ambiente.

1.2 CARACTERIZAÇÃO DO TRABALHO

Quando tratamos da indústria de óleo e gás, ou indústria petroquímica em geral, todos os custos de operação são elevados, devido à combinação de temperaturas, pressões elevadas e ambientes corrosivos. Os valores envolvidos tanto em novos investimentos quanto em manutenção de equipamentos são altos, como é o caso das plataformas submarinas e todos os componentes que compõe sua estrutura. Sendo assim todos os itens que compõem a operação são de grande responsabilidade, implicando que sejam muitas vezes superdimensionados. Entretanto o mercado consumidor está exigindo cada vez mais produtos de menor custo e maior desempenho e segurança operacional.

Quando tratamos das válvulas utilizadas nesse ramo, tanto na exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo tratamos de produtos complexos, que possuem uma grande variedade de projetos, com combinações de materiais, formas geométricas, vedações. Sendo assim, a confiabilidade desses equipamentos é de suma importância para o desempenho das operações.

1.3 TEMAS E OBJETIVOS

O tema principal deste estudo é a análise pelo método de elementos finitos de junções flangeadas de válvulas.

O objetivo principal do trabalho é a análise comparativa entre os métodos ASME VIII e Norsok L-005 de junções flangeadas das válvulas de esfera tipo *Trunnion*, a válvula analisada será de 10 polegadas e a classe de pressão será de 1500. Esse estudo possibilitara uma construção mais otimizada da válvula, ou seja, utilizando o mínimo de material possível para sua construção, levando

em conta todos os fatores de segurança citados nas normas que serão seguidas para a realização do trabalho.

1.4 JUSTIFICATIVA

Esse estudo trará uma inovação na questão do dimensionamento de junções flangeadas de válvulas, pois a utilização de flanges compactos conforme norma Norsok é uma alternativa para otimização do projeto de válvulas, os mesmos apresentam capacidade de vedação superior aos flanges atualmente utilizados pela indústria brasileira de válvulas que seguem as normas ASME VIII e ASME B16.34.

O flange Norsok tornou-se amplamente utilizado em muitas aplicações, tais como; *topside*, *subsea* e plantas de processos terrestres de alta complexidade, principalmente em campos de petróleo mar do norte. Este tipo de conexão oferece significativa redução de peso e espaço em relação aos flanges convencionais atualmente utilizados pela indústria Brasileira de válvulas.

Sendo que a metodologia foi elaborada para uma análise comparativa em termos de tensões e deformações de uma junta flangeada de aplicação submarina, com o intuito de provar a aplicabilidade da utilização dos NCF5 (*NORSOK compact flange according to Clause 5*), em uma válvula de esfera tipo *Trunnion*, de 10 polegadas que trabalha na classe de pressão de 1500.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 VÁLVULAS

Válvulas são acessórios de tubulação utilizados em processos industriais para bloquear, direcionar, limitar a pressão de entrada, controlar a pressão de fluido na saída de algum equipamento ou permitir o escoamento do fluido em um único sentido. São dispositivos operados mecanicamente e utilizados sob diversas condições operacionais. As válvulas possuem diversas características construtivas, próprias de cada uma e que se adequam a cada tipo de processo. Dentre essas podemos citar algumas como, baixo custo, vedação estanque, pouca interferência com o escoamento do fluxo (baixa perda de carga), controle preciso do fluxo (alta perda de carga). A seleção, o tipo e o dimensionamento são pontos de vital importância e precisam ser considerados na especificação e na compra. Nos casos em que existir mais de um tipo para a mesma função, a seleção deve considerar aspectos como custo, pressão, temperatura, material, tipo de fluido, taxa de fluxo requerida pelo processo, bitola, queda de pressão permissível através da válvula, tipo de acionamento, além de limitações de espaço para instalação e operação. A experiência do usuário também deve ser considerada na hora da seleção. O resultado da má seleção de uma válvula pode ser catastrófico para o sistema e a operação em geral, logo que sua falha pode ocasionar desastres ambientais e operacionais de alto custo para a empresa, já que irá comprometer todo o resto da operação (MATHIAS, 2008).

2.1.1 Funções das Válvulas

O material do corpo, castelo, internos (incluindo as superfícies de vedação), tipo de acionamento, das juntas e gaxetas, além da classe de pressão, são fatores que devem ser levados em conta.

Para (Mathias, 2008) as válvulas podem ser separadas em quatro grupos distintos, quanto a sua função em relação ao escoamento do fluxo:

- Bloqueio;
- Controle;
- Retenção;
- Alívio de Pressão.

As válvulas utilizadas para bloqueio possibilitam uma restrição completa ao escoamento do fluxo. Permitem pouca queda de pressão ou perda de carga quando estão completamente abertas, sendo que quando completamente abertas seu diâmetro fica próximo ao da tubulação. Devem ser utilizadas completamente abertas ou completamente fechadas, já que sua forma construtiva não está preparada para bloqueio parcial do escoamento. As aplicações mais frequentes são para isolamento de algum equipamento do restante do processo. Como bombas, trocadores de calor, vasos de pressão em geral (MATHIAS, 2008).

Enquanto as válvulas de bloqueio proporcionam uma restrição completa, as utilizadas para controle, sejam elas manuais ou automáticas, oferecem restrição variável podendo ser total dependendo da aplicação (serviços *on-off*) (MATHIAS, 2008).

Nas válvulas de retenção o fluxo é permitido somente em um sentido de escoamento, enquanto seu elemento móvel de vedação permanece na função aberta. A prevenção na reversão do fluxo ocorre pela reação automática deste obturador a qualquer mudança no sentido do escoamento daquele fluxo. Deve ficar aberto somente quando houver escoamento na válvula, de modo contrário fechará automaticamente (MATHIAS, 2008).

As válvulas de alívio de pressão conhecidas como válvulas de segurança devem ser usadas mesmo em equipamentos de projeto seguro, sendo que ela não evita as causas causadoras da sobrepressão, simplesmente age nas consequências da sobrepressão. São dispositivos de atuação mecânica para o alívio de pressão, autossuficientes, e cuja fonte de energia é o próprio fluido de processo (MATHIAS, 2008).

Como foi supracitado cada aplicação requer uma análise para ver qual tipo e classe de válvula será a escolha certa para o sistema, a Tabela 1 mostra vários tipos de válvulas para algumas das aplicações mais usuais.

Tabela 1 - Tipos de válvulas x operação.

Tipos de Válvulas	Bloqueio de Fluxo	Controle de Fluxo	Acionamento Rápido	Operações Frequentes	Passagem Plena	Prevenção de refluxo	Alta Pressão Diferencial	Alívio de Pressão	'Fluidos Viscosos
Gaveta	X				X		X		
Globo		X		X			X		
Retenção						X			X
Guilhotina	X	X	X	X	X				
Diafragma	X	X	X	X					
Mangote	X	X	X	X					X
Esfera	X	X	X	X			X		X
Borboleta	X	X	X	X					X
Macho	X	X	X	X	X		X		X
Segurança								X	
Controle			X	X			X		

Fonte: Adaptado de Mathias, 2008.

2.2 VÁLVULA DE ESFERA

São válvulas de movimento rotativo, nas quais o obturador é uma esfera que descreve um movimento rotacional de 0° a 90° em relação ao sentido do escoamento do fluxo na tubulação, para abrir ou fechar. É o tipo mais utilizado na indústria (MATHIAS, 2008).

Segundo Mathias (2008, pg 139) sempre que um bloqueio ou uma abertura rápida é requerida sendo que o fluido de trabalho permita essa operação, a válvula de esfera é a melhor opção. Um ponto importante é ter consciência das propriedades do fluido de trabalho, pois uma abertura ou fechamento brusco, pode acarretar em golpes de aríete que podem danificar as válvulas e tubulações.

Conforme Mathias (2008, p.139, pg. 140), as principais características construtivas deste modelo de válvula são:

- Bom alcance da faixa quando utilizada para controle de fluxo;
- Estanque nos dois sentidos quando for bidirecional;
- Passagem plena e ausência de bolsas que proporcionam mínimo risco de entupimento;
- Haste a prova de explosão;
- Alta capacidade de vazão com mínima perda de carga;
- Controle de fluxo em dois estágios;
- Construção para uso geral ou *fire-safe*.

2.2.1 Válvula de Esfera Tipo *Trunnion* e Flutuante

As válvulas com montagem *trunnion* superam os dois problemas mais comuns encontrados nas válvulas com esfera tipo flutuante ou integral: o alto torque operacional e o desgaste do anel sede a justante. (MATHIAS, 2008)

Conforme Mathias (2008, p. 159) para os modelos de esfera flutuante e esfera integral a pressão montante empurra a esfera contra o anel a justante, já no projeto *trunnion*, eixos superiores e inferiores não deixam que esse movimento aconteça, sendo assim, a pressão do fluido não influencia no torque operacional da válvula ou o desgaste daquele anel, sendo que esse desgaste implica em vazamento no anel e na região da gaxeta. Além da haste um eixo também impede que ocorra deslocamento axial da esfera, como mostrado na Figura 1.

Este projeto permite que a pressão do fluido atue em ambos os lados da esfera quando a válvula está na posição fechada e com o fluxo também nos dois sentidos. A área em que a pressão atua é bem menor. Portanto a força exercida sobre a esfera também é menor, reduzindo o atrito, o torque, o torque operacional e o desgaste resultante sobre os anéis de vedação. Assim, o atuador ou redutor de acionamento pode ser menor, diminuindo o custo final e aumentando a vida útil (MATHIAS, 2008).

Segundo Mathias (2008, pg. 156) a válvula de esfera tipo flutuante, é a mais utilizada em baixas pressões e em bitolas de até oito polegadas, quando a esfera é apoiada apenas pela haste, independente uma da outra, formando um conjunto de duas peças: haste e esfera.

A exemplo do que ocorre com as válvulas de tipo gaveta de cunha sólida, a vedação ocorre no anel sede a justante do sentido do escoamento. (MATHIAS, 2008)

Segundo Mathias (2008, Pg.157) nesse tipo de montagem, a esfera é suportada e guiada pelos anéis de vedação e não pela haste, formando um conjunto autocentrante. A mesma pressão do fluido que facilita a vedação, na mesma proporção, também dificulta o torque operacional da válvula.

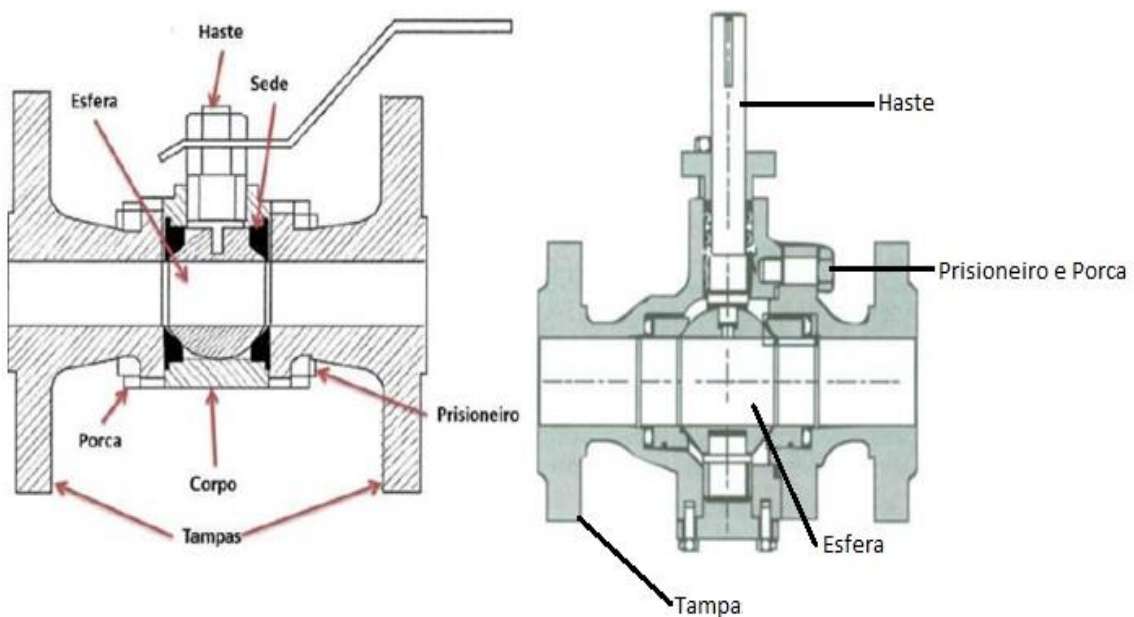


Figura 1 - Válvula de esfera tipo flutuante e tipo *trunnion* respectivamente.
Fonte: Adaptado Mathias, 2008.

2.3 FALHAS EM VÁLVULAS

Segundo OUCHET (1993 *apud* Euthymíou, 2013) uma pesquisa realizada por diversas empresas incluindo a British Petroleum, indica que os vazamentos e o emperramento são os dois problemas mais comuns em válvulas. A Tabela 2 indica um cenário que foi gerado com a representação da população do tipo de válvulas na indústria juntamente com a porcentagem de problemas que essas válvulas geram.

Tabela 2 - Resultado da Pesquisa com 250.000 Válvulas		
Tipo de Válvula	Representação Dentro da População Pesquisada	Proporção Deste Tipo de Válvula com Problema
Gaveta Tipo Cunha	50%	10%
Esfera	23%	9%
De Segurança	9%	6,5%
Globo	7%	3,5%
De Retenção	6%	6,3%
Gaveta Paralela	5%	10,8%

Fonte: Adaptado de OUCHET (1993 apud Euthymíou, 2013).

As válvulas em todos os seus tipos, são projetadas e fabricadas para que sejam escolhidas para uma aplicação que melhor se encaixam, devido a esta gama de aplicações existem tipos diferentes de solicitações, ambientes, condições. Levando isso em conta existem vários tipos de falhas que podem ocorrer, a Figura 2 ilustra a distribuição de defeitos para cada tipo de válvula.

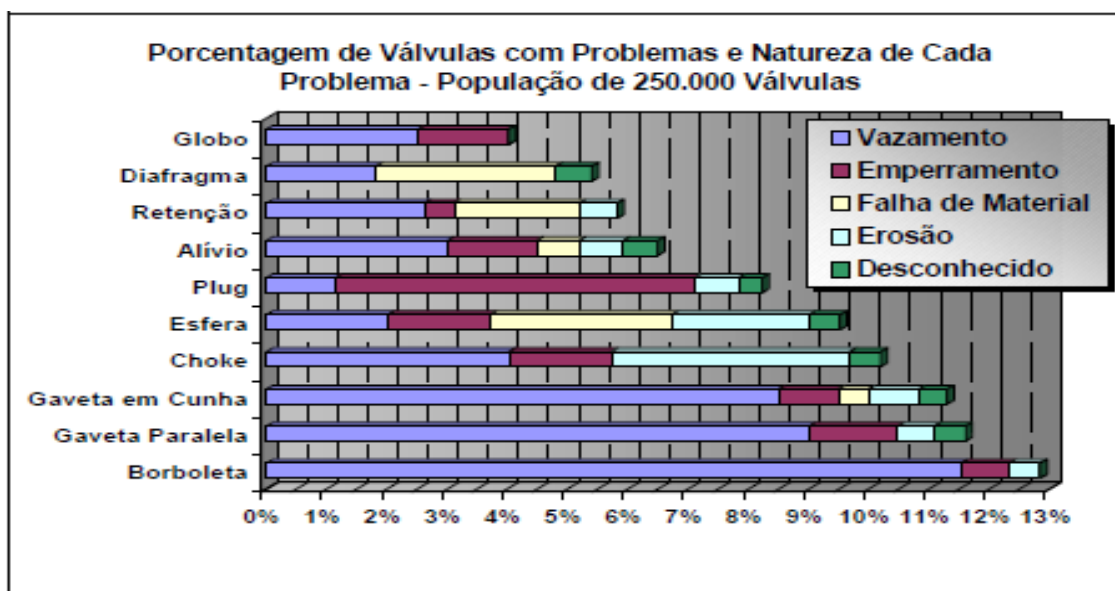


Figura 2 – Problemas nas válvulas.
Fonte: OUCHET (1993 apud Euthymíou, 2013).

Segundo CORT (1994 *apud* Euthymiou, 2013) as falhas em equipamentos da indústria de petróleo podem ser classificadas como

- **Defeitos de Fabricação:** Quando o equipamento foi fabricado ou reparado com um nível de qualidade que não está de acordo com as especificações de fabricação/projeto.
- **Defeitos de Projeto:** Quando o projeto não é adequado com as premissas e condições reais de operação e/ou ambientais (externas e/ou internas).
- **Defeitos de Informação:** Quando há informação inadequada ou falta de informação que leve o equipamento a ser instalado, operado ou sofrer manutenção de forma incompatível com a especificação original do fabricante.

Em virtude dessa classificação de defeitos, foram levantados dados da distribuição das falhas conforme os defeitos apresentados de modo que os defeitos de fabricação representam 20%, os defeitos de projeto representam 40% e os defeitos de informação representam 40%

Levando em consideração a alta porcentagem que os defeitos na fase de projetos representam, deve-se tratar essa fase com muito cuidado, pois na fase de projetos é possível prever o comportamento do componente, podendo assim, antecipar e prever quando irá ocorrer sua falha, não deixando que a mesma aconteça na operação o que pode acarretar em desastres, que tem um custo operacional elevado.

2.4 FUNCIONALIDADES DOS FLANGES ASME VIII DIV 2 E NORSOK L-005

Neste tópico serão analisados os funcionamentos dos flanges que estão sendo comparados neste estudo. Pontos como, transferência de forças que compõe a vedação, como seu formato construtivo interfere no modo como gera a estanqueidade necessária e como os componentes presentes na estrutura interferem na operação.

2.4.1 Descrição do *Design* e Funcionalidade do Flange ASME VIII Div 2

O projeto de funcionalidade do flange é dado pelo capítulo 4 da norma ASME VIII DIV 2, item 4.16.2 (*design consideration*) como descrito a seguir:

O projeto do flange envolve a escolha do tipo do flange, material da junta, a cobertura do flange, o tipo de bloqueio ou *bolting*, proporções do furo ou *hub proportions*, a largura da aba e a espessura do flange. As dimensões do flange devem ser tais que as tensões no flange e a rigidez do flange satisfaçam os critérios de aceitabilidade deste parágrafo (ASME VIII DIV 2, 2007).

No projeto de conexão de flange fixada com parafusos, o cálculo será feito para as duas seguintes condições de projeto, e a condição mais grave governará o projeto da junta flangeada (ASME VIII DIV 2, 2007).

- **Condições de operação:** As condições necessárias para resistir a força final hidrostática, a pressão de projeto e todas as forças e momentos externos que são aplicadas, tendem a separar a junta flangeada na temperatura de projeto (ASME VIII DIV 2, 2007).
- **Condição de junta assentada:** As condições existentes quando a superfície da junta ou o contato da junta é assentado pela aplicação de uma carga inicial nos parafusos durante a montagem do conjunto, a temperatura e pressão ambiente (ASME VIII DIV 2, 2007).

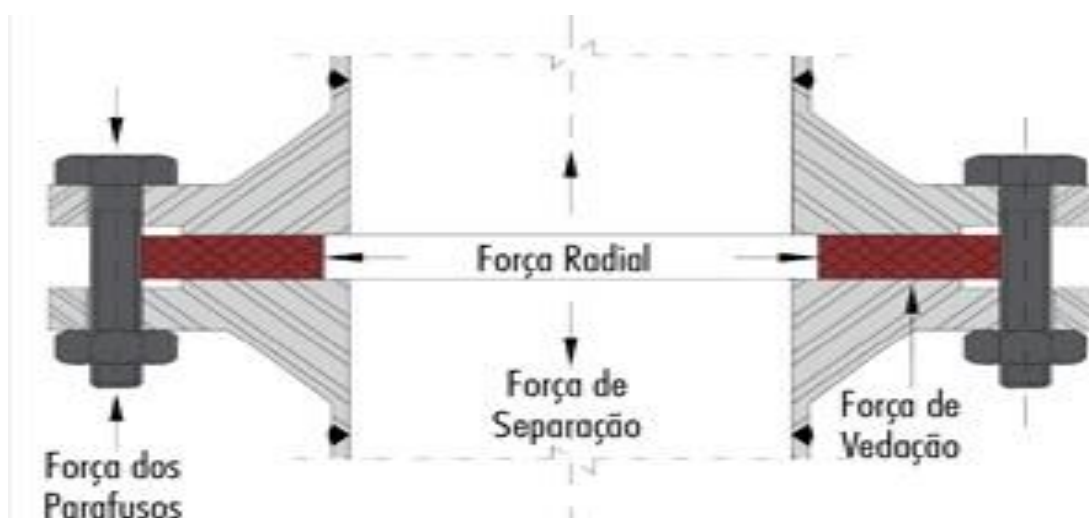


Figura 3 - Forças atuantes e método de vedação do flange ASME VIII
Fonte: Adaptado de Teadit, 2015

A Figura 3 mostra as principais forças em uma união flangeada ASME VIII, e a maneira como essas forças exercem a vedação na estrutura.

- – Força radial: é originada pela pressão interna e tende a expulsar a junta.
- – Força de separação: é também originada pela pressão interna e tende a separar os flanges.
- – Força dos parafusos: é a força total exercida pelo aperto dos parafusos.
- – Força de Vedação: é a força que comprime os flanges contra a junta. Inicialmente é igual à força dos parafusos, após a pressurização do sistema é igual à força dos parafusos menos a força de separação.

É possível ver na Figura 03, que o flange ASME possui unicamente como forma de vedação as juntas comprimidas pela pré-carga aplicada nos prisioneiros. O que deixa suas extremidades em balanço, pois suas faces não se tocam por inteiro. (Teadit ,2015)

2.4.2 Descrição do Design e Funcionalidade do Flange Norsok L-005

A Figura 4 mostra como como o NCF5 (*NORSOK compact flange according to Clause 5*) funciona juntamente com seu sistema de vedação.

A face do flange inclui um chanfro ligeiramente convexo, com um ponto mais alto, chamado de *heel*, ou calcanhar, adjacente ao furo e à uma pequena cunha exterior em torno do diâmetro exterior do flange. O NCF5 é composto pelo aperto / tensionamento do parafuso do flange que mantém as duas partes do conector unidas.

Para o *IX seal ring*, anel de vedação IX, são exercidas forças axiais sobre o cone de metal do anel que transmite uma força de vedação radial.

Além disso, com o aumento da pré-carga o chanfro é fechado e o contato face a face é alcançado na cunha exterior, enquanto a maior parte da pré-carga do parafuso é transferida como forças compressivas entre as faces do flange no *heel*, ou calcanhar. Como mostrado na Figura 4, onde as setas apontam as

forças e pressões aplicadas e as forças de contato após o *make-up* e durante a operação normal.

Temos que o principal *desing* do flange possui dois selos independentes. O primeiro selo é criado com a aplicação da tensão de assentamento do selo no calcanhar do flange. No entanto, um calcanhar de flange não danificada, não pode selar em qualquer condição extrema de carga, mas o contato do calcanhar será mantido para os valores de pressão de até 1,8 vezes a classificação do flange em temperatura ambiente.

Este requisito só é aplicável quando a espessura do pescoço da flange cumpre o requisito de código para espessura mínima de parede do tubo para o material atual. Essa pressão também irá representar a pressão estática. O flange também se mantém em contato ao longo de seu perímetro exterior para todos os tipos de cargas admissíveis.

O segundo selo e mais importante é o anel de vedação IX, a força de vedação do anel é fornecida pela energia elástica armazenada quando o anel de vedação é forçado, qualquer vazamento *no heel* dará pressão interna que atuará sobre o anel de vedação no interior, o que intensifica a ação de vedação.

O projeto tem como objetivo prevenir a exposição do oxigênio e de outros agentes corrosivos, evitando assim a corrosão da face do flange, o comprimento tensionado do parafuso e o anel de vedação.

A face traseira do flange em *made-up position* é paralela a face do flange a fim de evitar a flexão dos parafusos na condição *completed assembly*.

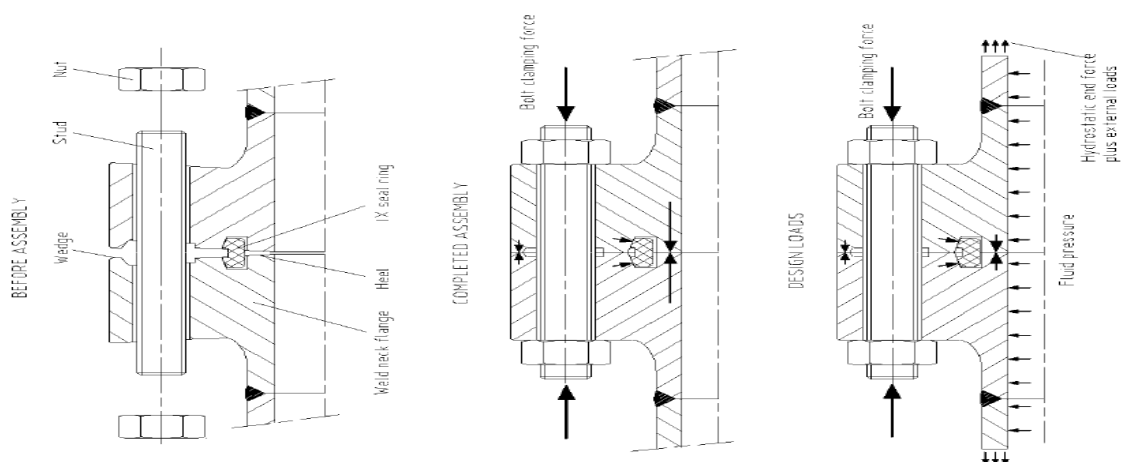


Figura 4 – Funcionalidade do NCF5.
Fonte: NORSOK standard L-005 Edition 2, May 2006.

2.5 NORMAS ANALISADAS E CRITÉRIOS DE ANÁLISE

No Brasil o processo de homologação de válvulas industriais para instalações de exploração, refino e transporte de produtos de petróleo é regulamentado pela norma ABNT NBR 15827:2014 e Portaria INMETRO Nº 272/2011 no que tange a requisitos de projeto e ensaio de protótipo. Para aplicação da mesma é necessário o entendimento de aproximadamente 40 normas internacionais, tais como: API, ASME, ASTM, ISO, BS e MSS SP. (ROSSETO, 2015)

No caso da válvula de esfera para aplicação submarina em lâmina d'água de até 2000 metros os requisitos mínimos para homologação de projeto e de fabricação é estabelecido pela ET-3500.00-1510-224-PPC-001 (2010).

A qualificação de projeto e requisitos de testes de válvula esfera submarina do tipo esfera com atuadores hidráulicos ou com caixa de redução para atuação manual ou ROV a serem usadas em águas rasas, profundas e ultra profundas, bem como os critérios de aceitação dos testes são estabelecidos pela ET-3500.00-1510-224-PPC-002 (2007).

2.5.1 Norma ASME VIII Divisão 2

Todos os projetos de vasos de pressão, devem seguir algum código internacionalmente reconhecido, como a norma inglesa BS-5500, o código alemão A.D Merkbetter, o código francês SNCTTI e o código ASME, mais conhecido e utilizado (HUPPES, 2009).

Segundo Huppés (2009, pg 7) o código ASME foi criado pela Associação Americana de Engenheiros Mecânicos e é um texto normativo que abrange não apenas critérios, fórmulas de cálculos existentes de detalhe e projeto, mas também regras, detalhes e exigências relativas a fabricação, montagem e inspeção de vasos de pressão bem como os materiais a serem utilizados na sua construção. Ele apresenta-se dividido em seções, sendo que a seção VIII, *Pressure Vessels*, trata-se de vasos de pressão. Esta seção por sua vez divide-se em três partes. A divisão 1 contém regras para a construção dos vasos, não

exigindo uma análise mais detalhada dos esforços atuantes, sua integridade é dada através de grandes coeficientes de segurança nos cálculos. A divisão 2 permite uma melhor análise nas tensões atuantes, permite a construção de vasos com espessuras menores, visto que utiliza fatores de segurança mais apropriados. A divisão 3 é utilizada para vasos com pressão muito elevada.

O capítulo que iremos analisar nessa norma, será o capítulo 5, pois ele define parâmetros para projetos através da análise de requisitos. O uso de um procedimento detalhado de projeto fornece os resultados a partir da análise de tensões para avaliar componentes contra colapso plástico, falha local, flambagem e carregamento cíclico. Também são fornecidos requerimentos suplementares para análise de parafusos. Resultados a partir de análises experimentais e avaliação pela mecânica da fratura também são procedimentos utilizados para análise de componentes.

- **Método Análise Elástica de Tensões:** Tensões são calculadas utilizando análise elástica de tensões e classificada dentro de categorias, sendo limitados por valores admissíveis conservadores, assim estabelece que o colapso plástico não ocorra;
- **Método de Carga Limite:** Um cálculo é realizado para determinar a menor carga limite de um componente. A carga admissível no componente é estabelecida pela aplicação de fatores de projeto a carga limite, assim de modo que uma deformação plástica bruta "*deformation plastic gross*" (colapso plástico) não ocorra;
- **Método de Análise de Tensões Elasto-Plástica:** Uma carga de colapso é derivada a partir de uma análise elasto-plástica considerando a aplicação da carga e a deformação característica do componente. A carga admissível do componente é estabelecida pela aplicação de fatores de projeto para a carga de colapso plástico.

2.5.1.1 Método de Análise de Tensões Elásticas

O principal critério para a aprovação de um projeto é a exigência de que as tensões resultantes dos carregamentos aplicados no vaso, nas condições de

projeto, não ultrapassem os limites admissíveis descritos no item 5.2.2 da referida norma (ASME SEÇÃO VIII DIV 2, 2011a).

Para a comparação das tensões com os limites admissíveis, a norma Asme Seção VIII Divisão 2 (2011a, p.5-7), descreve um procedimento de classificação de tensões, onde cada categoria de tensão possui um limite admissível específico. Os tipos de tensões que a norma descreve são os seguintes:

- Tensão Primária de Membrana Geral (P_m);
- Tensão de Membrana Local (P_L);
- Tensão Primária de Membrana + Tensão Primária de Flexão (P_L+P_b);
- Tensão Primária + Secundária (P_L+P_b+Q);
- Tensão de Pico (P_L+P_b+Q+F);

Para cada tipo de tensão deverá ser obtida uma tensão equivalente, através do Critério de Falha de Distorção Máxima (Von Mises) e esta deverá ser comparada com o limite admissível aplicável.

Na Tabela 3, temos os limites admissíveis para cada tipo de tensão existente.

Tabela 3 - Limite Admissível Para Cada Tipo de Tensão..	
Tipo de Tensão	Limite Admissível
P_m	S
P_L	1,5S
P_L+P_b	1,5S
P_L+P_b+Q	S_{PS}
P_L+P_b+Q+F	S_a

Fonte: Adaptado de ASME VIII – Divisão 2, 2010.

Onde temos que S é a tensão admissível do material que o componente em análise é feito, o qual depende de uma temperatura especificada. Segundo (ASME VIII, DIV 2,2007) S_{PS} é o maior valor entre:

- i. Três vezes a média dos valores de S tabulados para o material para as temperaturas máximas e mínimas do ciclo operacional;
- ii. Duas vezes o valor médio de S_y tabulado para o material para as temperaturas máximas e mínimas do ciclo operacional, exeto (i) acima se a razão, à temperatura ambiente, da tensão de escoamento sobre a tensão limite de resistência a tração ultrapassar 0,7.

S_a é obtida através das curvas de fadiga do Anexo 5.F da norma ASME. As Tensões de Pico não são analisadas pelo Capítulo 5 da norma (ASME SEÇÃO VIII DIV 2, 2011a).

Tabela 4 - Categorias de Tensões.

Tensão primaria		Tensão Secundária		Pico
Geral de Membrana	Local de Membrana	Flexão	Membrana + Flexão	
Tensão primaria média transversal à seção sólida. Exclui descontinuidades e concentração de tensão. Produzidas somente por carregamentos mecânicos	Tensão média transversal a uma seção sólida. Considera descontinuidades, mas não concentração de tensões. Produzidas somente por carregamentos mecânicos	Componente de tensão primaria proporcional à distância a partir do centroide de uma seção sólida. Exclui descontinuidades e concentração de tensão. Produzidas somente por carregamentos mecânicos	Tensão necessária para satisfazer a condição de auto equilíbrio estrutural. Ocorre em descontinuidade estrutural. Pode ser causada por carregamentos mecânicos ou diferença devido à expansão térmica. Exclui concentração de tensões.	Incremento adicionado a pressão primária ou secundária pela concentração de tensão. Certas tensões térmicas permitem causa fadiga, mas não distorção da forma do vaso

Fonte: ASME VIII, Divisão 2, 2011.

Tensão primária, conforme definido pela ASME, é basicamente uma tensão normal ou de cisalhamento que é necessária para satisfazer as leis de equilíbrio das forças e momentos (internos e externos) devido ao carregamento do sistema. A principal característica da tensão primária é que ela não é auto limitante.

Casos comuns de tensões primárias são aquelas derivadas do carregamento de pressão, do peso próprio e do vento. Tensões primárias que ultrapassem o valor do escoamento do material podem ocasionar grandes deformações e até o colapso da estrutura (ASME SEÇÃO VIII DIV 2, 2011a).

Diferentemente das tensões primárias, as tensões secundárias não são necessárias para satisfazer o equilíbrio do sistema, ela pode ocorrer devido as próprias restrições estruturais do sistema. (ASME VIII, DIV 2,2007)

Segundo Bednar (1986, p.31), tensões secundárias possuem como principal característica o fato de serem auto limitantes. Ou seja, pequenas deformações e escoamentos locais podem satisfazer as condições originárias das tensões, não ocorrendo à falha do componente, a não ser que os carregamentos sejam aplicados ciclicamente. Exemplos típicos de tensões secundárias são as tensões térmicas e tensões de flexão locais devido à pressão interna em descontinuidades de espessura. A Figura 5 ilustra a diferença entre tensões primárias e secundárias.

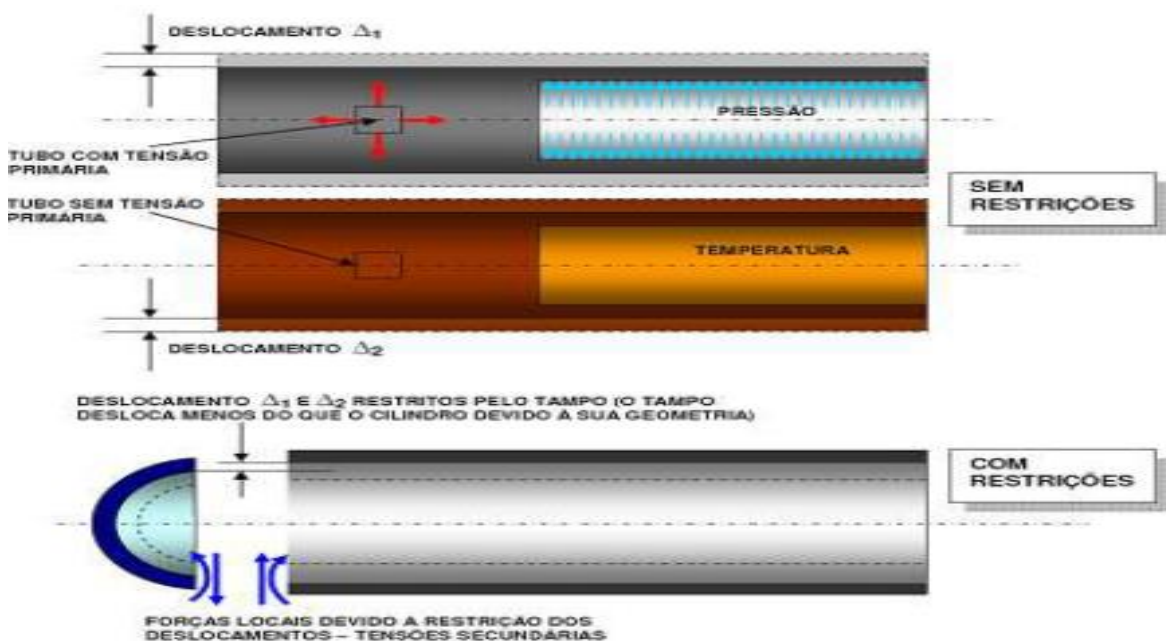


Figura 5 - Diferença entre tensões primárias e secundárias.

Fonte: Curso de Análise de Vasos de Pressão Conforme ASME *Section VIII Division 2* (2007, Pg.48).

2.5.1.2 Método da Carga Limite

É um caso especial de análise plástica, no qual o material é assumido como elástico-perfeitamente-plástico, ou seja, sem a propriedade de encruamento com a deformação. De maneira que, quando a plastificação atinge uma região considerável, é ocasionado o colapso de toda a estrutura. É direcionada aos modos de falha de ruptura dúctil a deformação plástica bruta (Colapso plástico) de uma estrutura, é uma opção para proteger o vaso ou componente a partir de um colapso plástico. Este método define a menor carga limite de fronteira de uma estrutura como solução de um modelo numérico (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

A carga limite é obtida usando uma técnica de análise numérica, (Ex. método de elementos finitos) pela incorporação de um modelo de material elástico-perfeitamente-plástico e pela teoria de pequenos deslocamentos obtém-se a solução. A carga limite é a carga que causa a instabilidade completa da estrutura. Este ponto é indicado pela inaptidão de alcançar o equilíbrio da solução para um pequeno incremento na carga, isto é a solução não converge (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

2.5.1.3 Método de Análise de Tensões Elasto-Plástica

Representa uma abordagem mais acurada de proteção contra o colapso plástico do material do que a análise elástica de tensões e a análise de carga limite. Nesse método de análise o real comportamento estrutural é bem mais aproximado e representa as condições de deformação características do componente. A redistribuição de tensões que ocorre como resultado da deformação inelástica (plasticidade) e deformações características de um componente são considerados diretamente na análise (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

A carga de colapso plástico é obtida usando uma técnica de análise numérica, (Ex. método de elementos finitos) pela incorporação de um modelo de material elástico-plástico obter a solução do modelo. Os efeitos de não linearidades geométricas devem ser considerados neste método de análise. A

carga de colapso plástico é a carga que causa a instabilidade completa da estrutura. Este ponto é indicado pela inaptidão de alcançar o equilíbrio da solução para um pequeno incremento na carga, isto é a solução não converge (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

2.6 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

No desenvolvimento de cálculo de estrutural, o sucesso não está apenas condicionado ao conhecimento de um aparato matemático muitas vezes complicado, mas à capacidade que o engenheiro apresenta de entender a natureza física que se propõe a resolver. Toda a análise de tensões e deformações que existem em projetos de engenharia, que envolvem fenômenos como, mecânica dos sólidos, mecânica dos fluidos, transferência de calor e massa e projeto de componentes, possuem opções para sua resolução. Uma técnica empregada usualmente é a o método analítico. Porém essa técnica tem solução possível em estruturas e componentes de geometria relativamente simples, como: cilindros, prismas, vigas placas, dutos. Entretanto, muitos componentes têm formas construtivas complexas, o que exige um método mais avançado de resolução. O qual é o método dos elementos finitos. Temos que o conceito de elementos finitos é relativamente simples, porém sua formulação matemática não é. FEA (*finite element analysis*) tornou-se relativamente fácil de usar devido a disponibilidade de *softwares* comerciais de análise, muito dos quais tem interface com *software* de modelagem de desenho CAD (*computer aided design*) (Filho, 2006).

Segundo Cook et. al. (2002), elementos finitos é um método para solução numérica de problemas de campo. O modelo matemático é discretizado pela malha de elementos finitos, assim um campo contínuo é representado por pequenos segmentos, denominado elementos, que são conectados por um número finito de nós. Um ponto importante na análise por elementos finitos, é os graus de liberdade existentes, sendo que são as variáveis fundamentais calculadas durante a análise, para as simulações envolvendo tensão/deformação, os graus de liberdade são as translações e rotações.

2.6.1 Tipos de Elementos

Segundo Filho (2006), um elemento de viga consiste em uma barra reta, de comprimento muito maior que as dimensões de sua seção transversal, que pode transmitir, além de esforços axiais, momentos fletores nos planos que contêm seus dois eixos principais do plano da seção transversal da viga, forças cortantes nos mesmos planos de ação dos momentos fletores e momentos torçores em relação ao eixo dos centros de torção da viga. São utilizados para modelar componente onde a dimensão de comprimento é significativamente maior do que as outras duas dimensões, somente a tensão na direção axial é expressiva, como mostrado na Figura 6.



Figura 6 - Aproximação de um contínuo através de uma linha.
Fonte: Autor Desconhecido.

Os elementos de viga 3D têm 6 graus de liberdade por nó, 3 de translação e 3 de rotação. Os elementos 2D têm 3 graus de liberdade por nó, 2 de translação e 1 de rotação em torno da normal do plano, como mostrado na Figura 7.

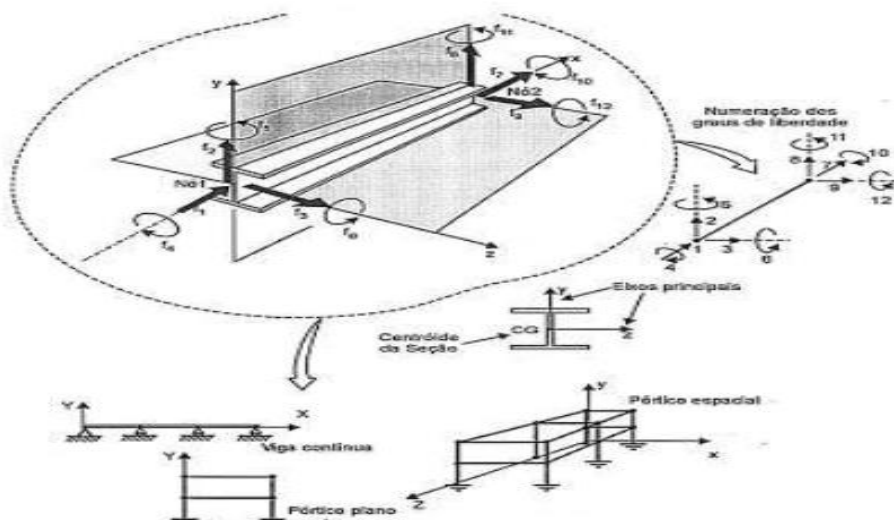


Figura 7 - Elemento de viga em 3D.
Fonte: FILHO, 2006.

Segundo ROSSETO, (2015, Pg. 42), as propriedades geométricas definidas para o elemento de viga são: área da seção transversal, momento de inércia e constantes torcionais. Caso a opção seja a definição da geometria apenas, o programa escolhido vai calcular o comportamento da seção por integração numérica, porém com alto custo computacional.

Os elementos de casca são utilizados onde a espessura t do corpo é muito menor que as outras dimensões (exemplos: chapas, tubos e perfis), outra vantagem do elemento de casca é o custo computacional reduzido, pois para algumas aplicações, as divergências de resultados são aceitas de forma normal.

Uma malha de casca pode sofrer esforços axiais, de flexão e torção (COOK et. al. 2002; Filho, 2006). A casca pode ser representada por uma superfície média, onde a mesma é a distância $t/2$ em relação às superfícies internas e externas.

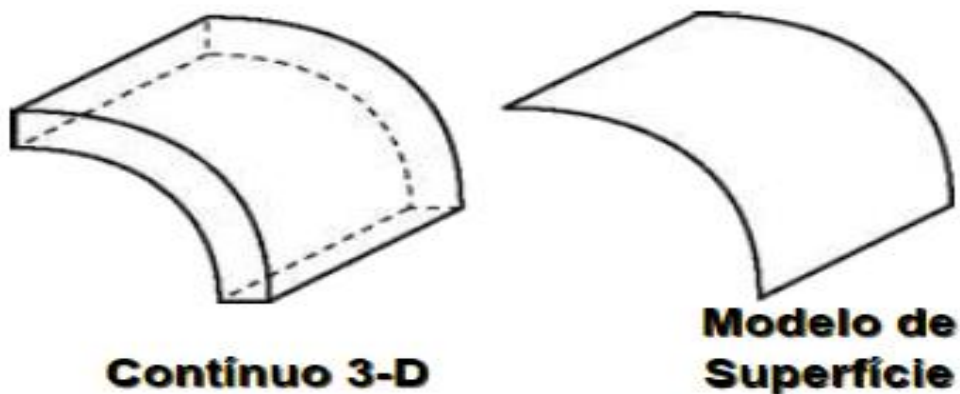


Figura 8 - Aproximação de Contínuo 3D Para Modelo de Superfície.
Fonte: FILHO,2006.

Um elemento sólido tetraédrico tem 4 nós, cada nó tem 3 graus de liberdade (u , v e w), totalizando um elemento com 12 graus de liberdade, conforme ilustrado na Figura 9.

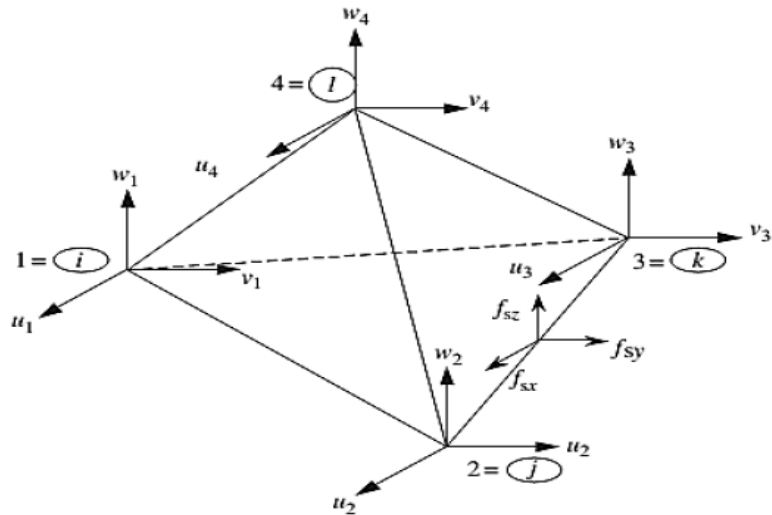


Figura 9 - Elemento sólido retangular e suas características.
 Fonte: FILHO, 2006.

O elemento sólido hexaédrico é particularmente adequado para estados tri axiais de tensões, ou seja, com forças agindo nas direções x , y e z . O corpo sólido pode ser subdividido artificialmente em certo número finito de elementos sólidos, conectados apenas nos seus nós. Neste caso a montagem de elementos é constituída por elementos sólidos na forma de “paralelepípedos”, que são os elementos sólidos hexaédricos (Filho, 2006).

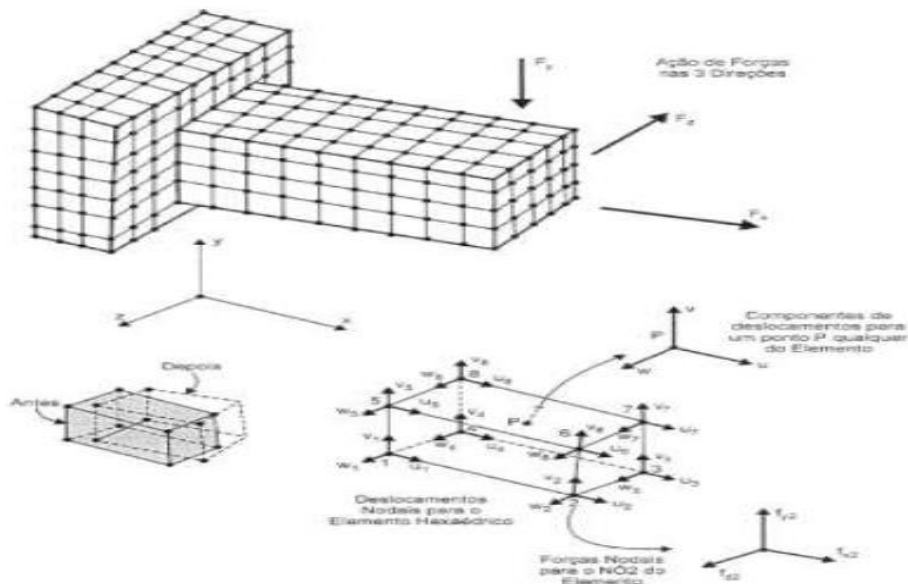


Figura 10 - Elemento sólido hexaédrico.
 Fonte: Filho, 2006.

3 METODOLOGIA

Neste item será discutido a metodologia utilizada para realização do estudo estrutural nos flanges da válvula tipo *Trunnion* de 10 polegadas e classe de pressão 1500, que é a proposta deste trabalho, submetendo o componente as condições semelhantes as encontradas em sua operação. A ferramenta adotada para a realização das análises o método dos elementos finitos através do uso de *software* comercial.

Na análise de projeto de válvulas ou mesmo de outros componentes, onde deve-se prever suas falhas e comportamentos durante a sua operação, o método de elementos finitos é de grande valia para o setor de projeto e engenharia, pois, pode prever diversas situações de operação e assim identificar as regiões mais críticas da geometria, a fim de analisar um componente de forma mais precisa para poder otimizar sua construção.

3.1 MÉTODOS UTILIZADOS

Para este trabalho, os resultados serão adquiridos de simulações feitas a partir do *software* comercial ANSYS Workbench e análises perante os seguintes métodos estabelecidos conforme o item 2.5.1.1.

Os resultados, serão avaliados pelo método de análise elástica de tensões conforme requisito estabelecido pela norma ASME VIII DIV 2.

Para essa análise, foram definidos os parâmetros de estudo, ou condições de trabalho, que envolvem pressões, temperaturas e cargas. Como mostrado na Tabela 05

Tabela 5 - Condições para análise.

Posição	Condição	Temperatura (°C)	Pressão Interna (MPa)	Pressão Externa (MPa)	Pré-Carga [N]	
					ASME	Norsok
Aberta	A	25,4	38,295	0	780.120	340.044,84
	B		25,53	19,61		
	C		0	19,61		

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2 ETAPAS DA ANÁLISE

As análises serão divididas em três etapas, para que seja possível separar de forma mais clara os métodos e condições utilizadas, de modo que facilitará a análise final do componente. As etapas são as seguintes:

- Pré-processamento
- Processamento ou Solução
- Pós-processamento

A Figura 11 mostra as condições utilizadas no programa, mostrando como é feita a análise e separação na árvore de tarefas.

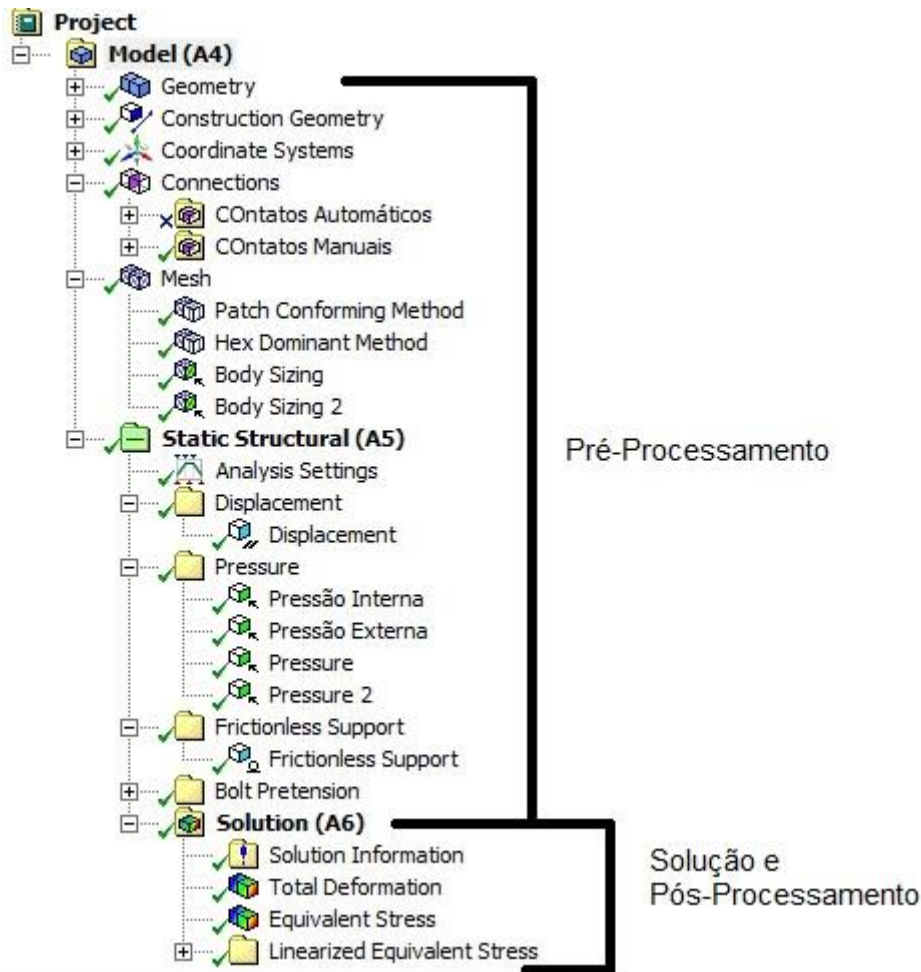


Figura 11 - Etapas de Processamento.
 Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2.1 Pré-Processamento

Primeiramente será feito a modelagem em 3D dos componentes que serão construídos conforme as normas de construção, tanto da norma ASME VIII DIV 2 quanto a Norma Norsok Standart L-005 utilizando um *software* de modelagem, para que a análise possa ser feita pelo método dos elementos finitos. Após isso, será feita a simplificação da geometria devido a sua condição de simetria, que consiste em diminuir a área de análise, ou seja, analisar uma porção do componente com o intuito reduzir o tempo e o custo computacional, levando em consideração que os resultados obtidos não são prejudicados.

Com a geometria estabelecida nos parâmetros necessários pode-se gerar a malha do sistema, que dividirá a peça em elementos menores de geometria conhecida a fim de analisar porções menores do componente, sendo também

que a malha poderá ser refinada em pontos de maior interesse, como mudanças de seções ou concentradores de tensão.

Ainda no pré-processamento, definiremos as propriedades físicas do material que irá compor o componente estudado, como, limite de escoamento, tensão de ruptura, tenacidade a fratura, e as demais propriedades pertinentes.

Para finalizar a etapa de pré-processamento, define-se os pontos de análise na geometria estudada, ou seja, programar de acordo com as restrições nos pontos de interesse.

3.2.2 Processamento ou Solução

Nessa etapa da análise, admitindo e considerando que todas as suposições e restrições realizadas foram feitas. Inicia-se a análise por elementos finitos, se a malha gerada for aceita e as restrições forem possíveis o programa irá convergir em resultados na forma de imagens e resultados numéricos. Que possibilitará seguir para próxima parte da análise.

3.2.3 Pós-Processamento

Após o processamento, deverá ser feita a coleta dos dados, e então feita a análise para cada condição imposta para o componente, fazendo-se comparações interativas para que seja possível comparar as duas formas construtivas estudadas pelos métodos supracitados, de modo que, poderemos tirar as conclusões de eficácia de um modo construtivo sobre outro.

3.3 CONTATOS

A definição dos contatos para uma geometria na análise por elementos finitos é de extrema importância, pois limitara a geometria em termos de deslocamentos, deslizamentos, penetrações entre outros movimentos quando as demais condições de contorno forem impostas.

Para este trabalho, foi usado exclusivamente contatos do tipo *bonded* que é um tipo de contato linear colado, que não permite a separação nem o deslizamento das superfícies.

Vale ressaltar que para a criação dos grupos de contatos, foram criados, *splits*, ou simplificações geométricas do modelo, para que a região de contato se aproxime ao máximo da realidade, como é possível verificar nas Figuras 12 a 14.

Foram criados cinco grupos de contatos manuais para “travar” a geometria, como demonstrado a seguir.

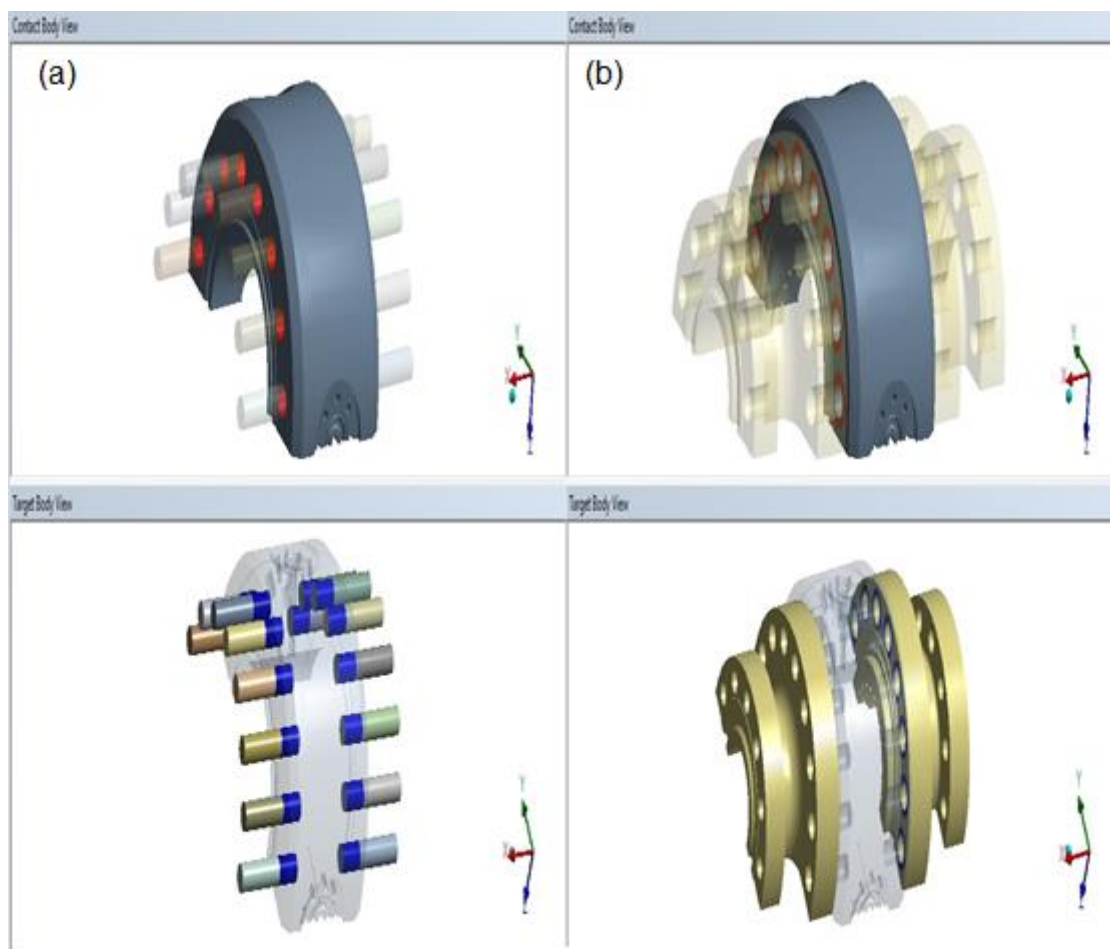


Figura 12 - Grupo de contatos (a) Diâmetro externo do prisioneiro com diâmetro interno do corpo (b) Simplificações geométricas do modelo circulares na tampa com simplificações geométricas do modelo circulares no corpo.

Fonte: Elaborado pelo autor.

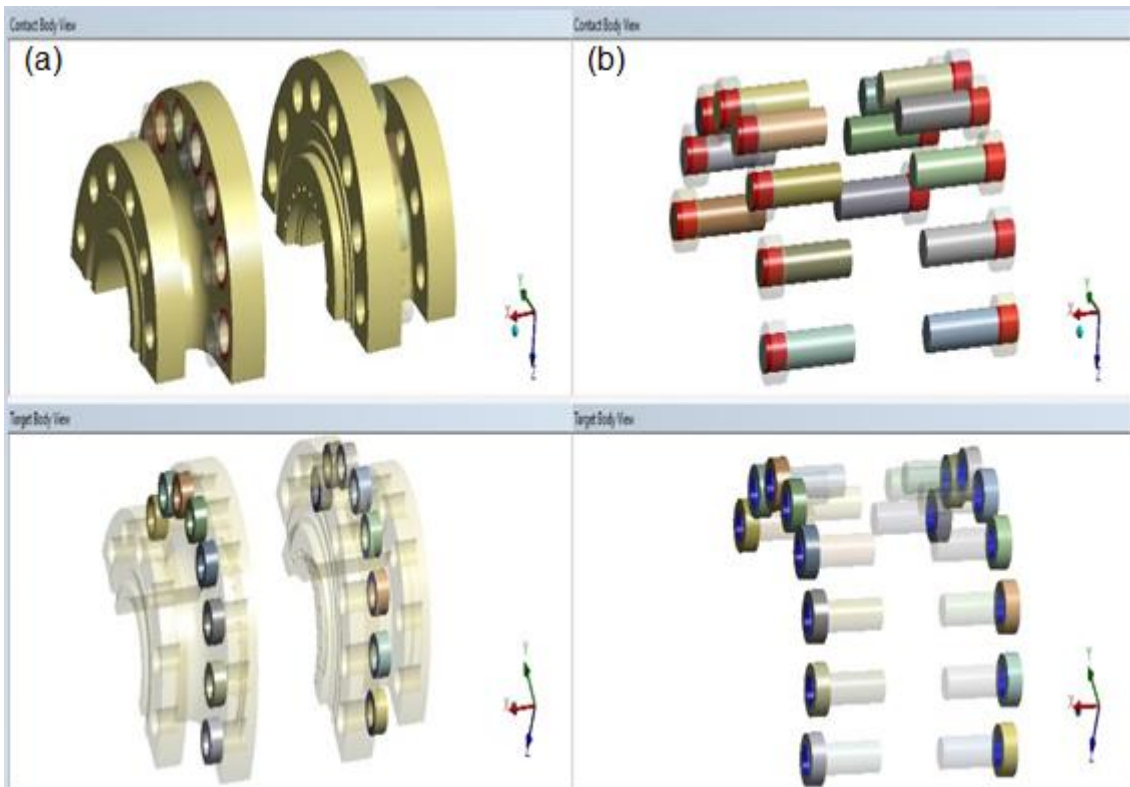


Figura 13 - Grupo de contatos (a) Tampa com porca (b) Diâmetro interno da porca com diâmetro externo do prisioneiro.
 Fonte: Elaborado pelo autor.

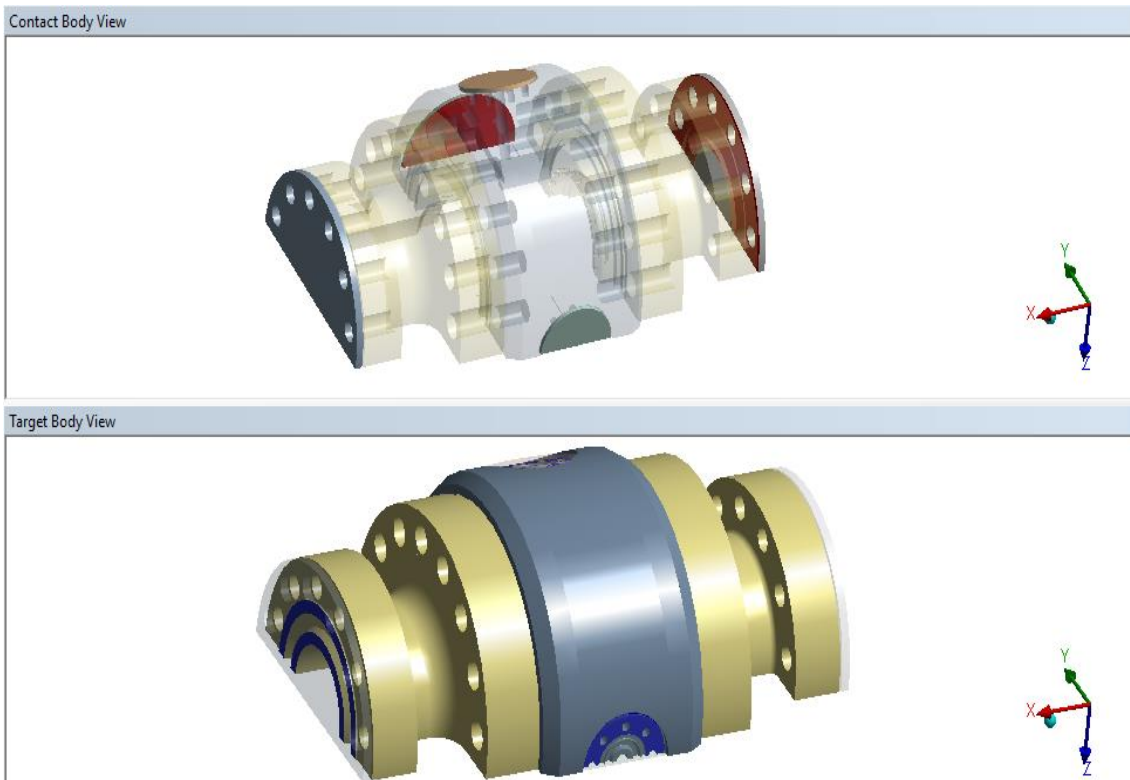


Figura 14 - Grupo de contatos, corpo com tampas externas.
 Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4 MALHA

Para a simulação da análise estrutural deste componente, a malha gerada possui elementos tetraédricos no corpo e tampas, pois a geometria desses componentes, favorecem a utilização deste tipo de malha, já nos elementos restantes, como, prisioneiros e porcas, a malha utilizada é uma malha hexaédrica. Na elaboração de modelos pelo método de elementos finitos, uma questão pertinente é conhecer se a malha inicialmente escolhida e gerada, é condizente com a necessidade da qualidade de resultados. Desta forma gerou-se um estudo de densidade de malha, para que a escolha da malha seja a mais adequada. Desta forma, no APÊNDICE A, foi realizado um estudo de densidade de malha.

Tabela 6 - Estatísticas da malha escolhida.

Malha 01

Tamanho dos Elementos no Corpo e Tampa	15 [mm]
Tamanho de Elementos nos Prisioneiros e Porcas	5[mm]
Elementos	750.850
Nós	1.743.273
Tempo de Simulação	1624,7 [s]

Fonte: Elaborado pelo Autor.

A Figura 15, ilustra a diferença da malha gerada para os dois grupos de componentes. Ou seja, para o corpo e tampa e para prisioneiros e porcas.

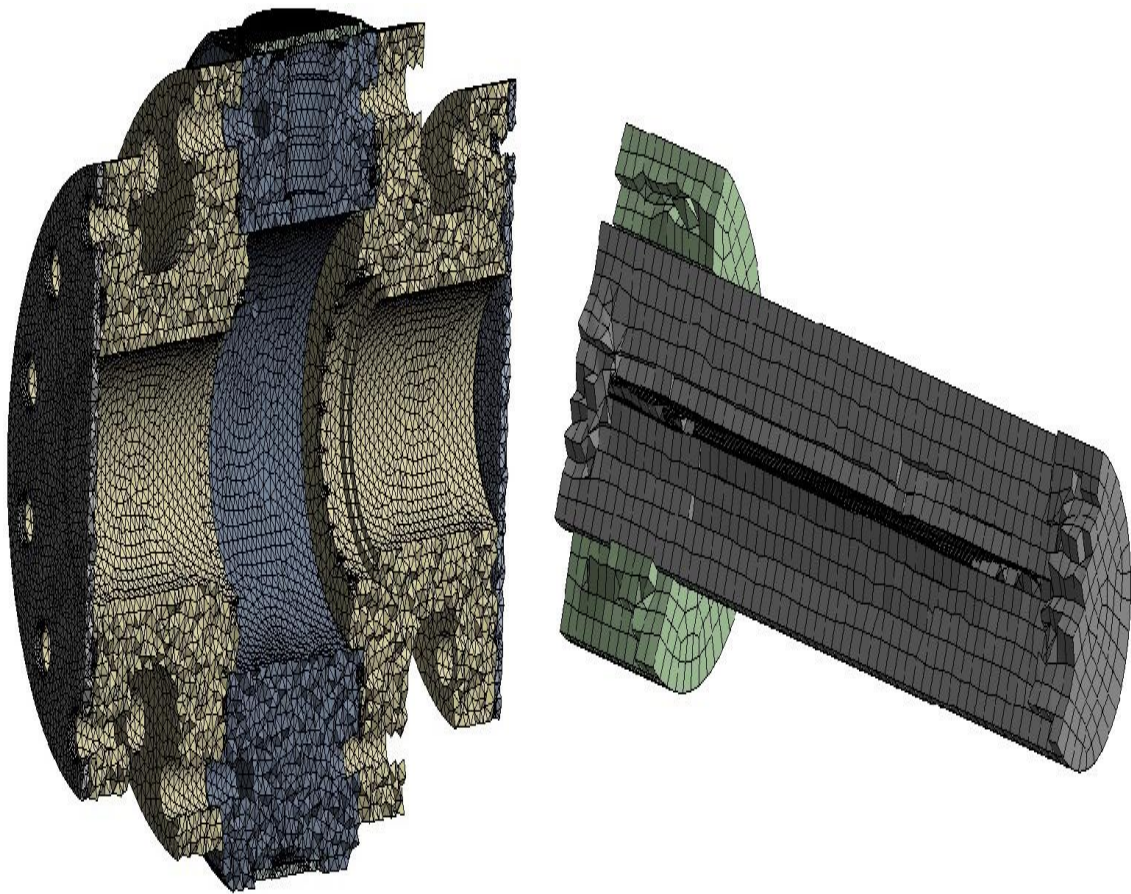


Figura 15 - Diferença entre os elementos tetraédricos e hexaédricos respectivamente.
Fonte: Elaborado pelo autor.

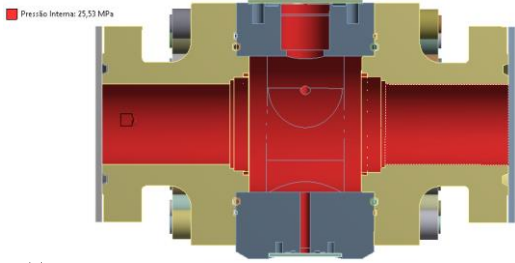
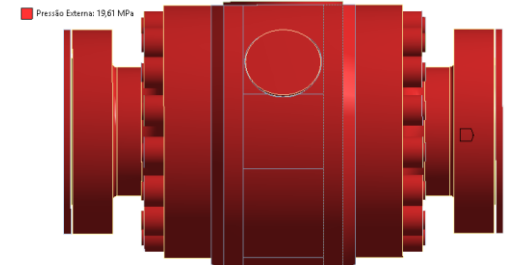
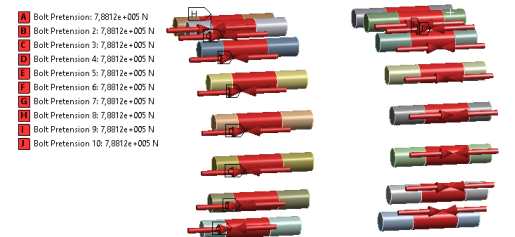
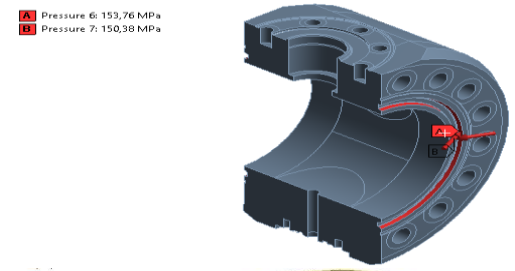
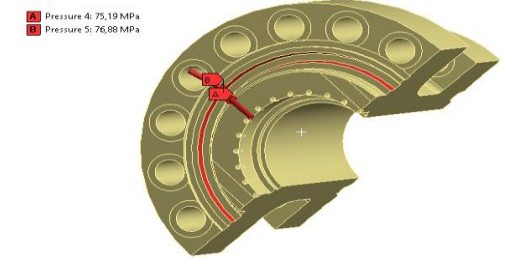
3.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Com a definição dos grupos de contatos, e com a escolha dos parâmetros de malha que serão utilizados, deve-se definir as condições de carregamento que irão compor a simulação. Ou seja, pressões internas e externas, forças de reações e pré-cargas existentes.

A simulação será realizada em três condições de carregamentos, igualmente utilizadas para os dois modelos construtivos. Como mostrado na Tabela 5.

Para melhor expor as condições impostas na pré-processamento, gerou-se a Tabela 7, com valores e imagens dos locais aonde os carregamentos irão atuar.

Tabela 7 - Condições de contorno impostas.

Posições e Forças atuantes			
Condições de Carregamento	Corpo	Tampa	
<p>Válvula Aberta com Pressão Interna</p>  <p>Pressão Interna: 25,53 MPa</p>	25,53 [MPa]	25,53 [MPa]	
<p>Válvula Aberta com Pressão Externa</p>  <p>Pressão Externa: 19,61 MPa</p>	19,61 [MPa]	19,61 [MPa]	
<p>Pré-Carga nos Prisioneiros</p>  <ul style="list-style-type: none"> A Bolt Pretension: 7,8812e+005 N B Bolt Pretension: 7,8812e+005 N C Bolt Pretension: 7,8812e+005 N D Bolt Pretension: 7,8812e+005 N E Bolt Pretension: 7,8812e+005 N F Bolt Pretension: 7,8812e+005 N G Bolt Pretension: 7,8812e+005 N H Bolt Pretension: 7,8812e+005 N I Bolt Pretension: 7,8812e+005 N J Bolt Pretension: 7,8812e+005 N 	788.120 [N] ASME	340.044,84 [N] Norsok	
<p>Reação de Força da Junta de Vedação Do Corpo</p>  <ul style="list-style-type: none"> A Pressure: 6: 153,76 MPa B Pressure: 7: 150,38 MPa 	153,76 [MPa] interno 150,38 [MPa] externo	-	
<p>Reação de Força da Junta de Vedação nas Tampas</p>  <ul style="list-style-type: none"> A Pressure: 4: 75,19 MPa B Pressure: 5: 76,88 MPa 	-	76,88 [MPa] interno 75,19 [MPa] externo	

Fonte: Elaborado pelo autor.

Outro ponto importante são as restrições de movimentos impostas a geometria, ou seja, os apoios. Pois somente com eles, é possível indicar quais

são os movimentos permitidos na análise, como mostrado na Figura 16, para utilização do apoio tipo *Displacement* restringiu-se os movimentos nas direções X e Y e permitiu-se os movimentos na direção Z.

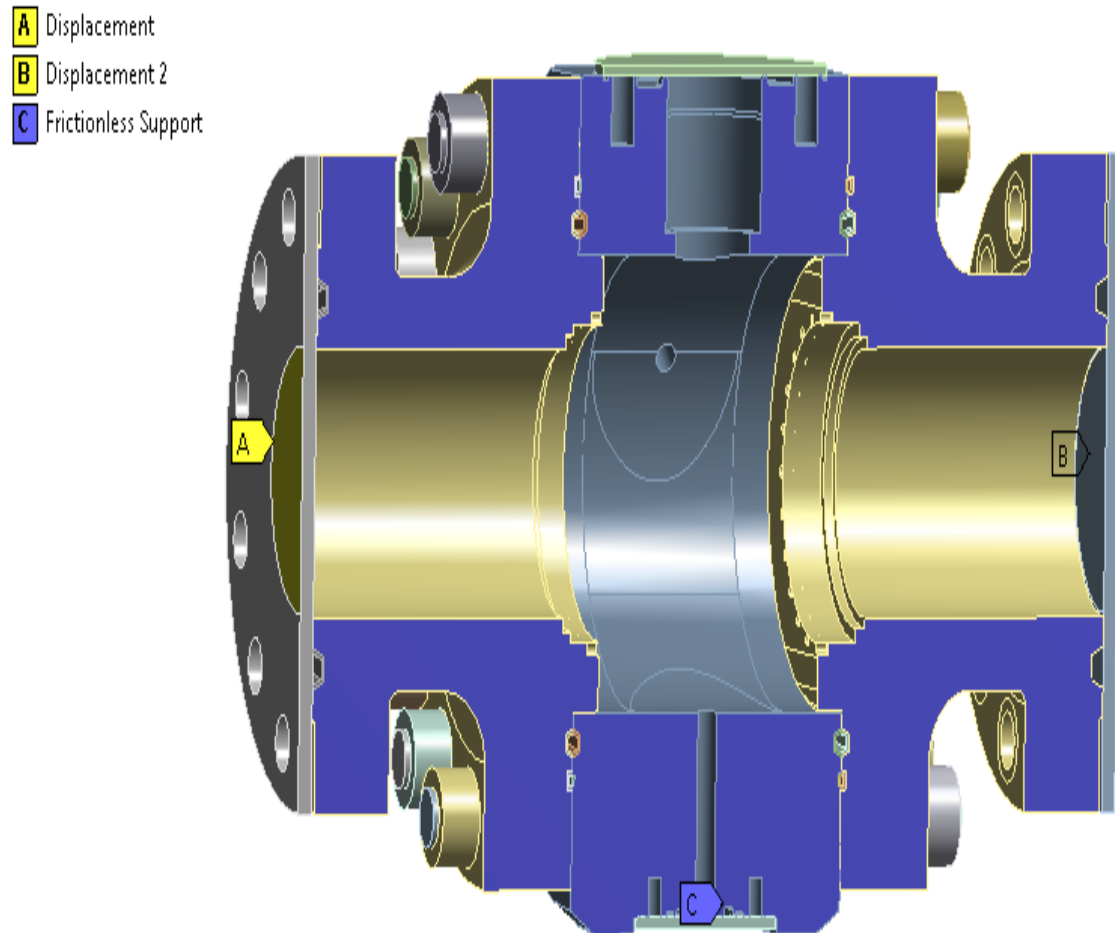


Figura 16 - Apoios impostos.
Fonte: Elaborado pelo autor.

3.6 CAMINHOS PARA ANÁLISE ELÁSTICA DE TENSÕES

Neste tópico serão apresentadas as regiões ou “caminhos” escolhidos para a linearização de tensões que é utilizado no método de análise elástica de tensões, ou, linearização e categorização de tensões, conforme o capítulo 5 da norma ASME VIII Div 2. Os componentes analisados, serão as tampas e o corpo da válvula.

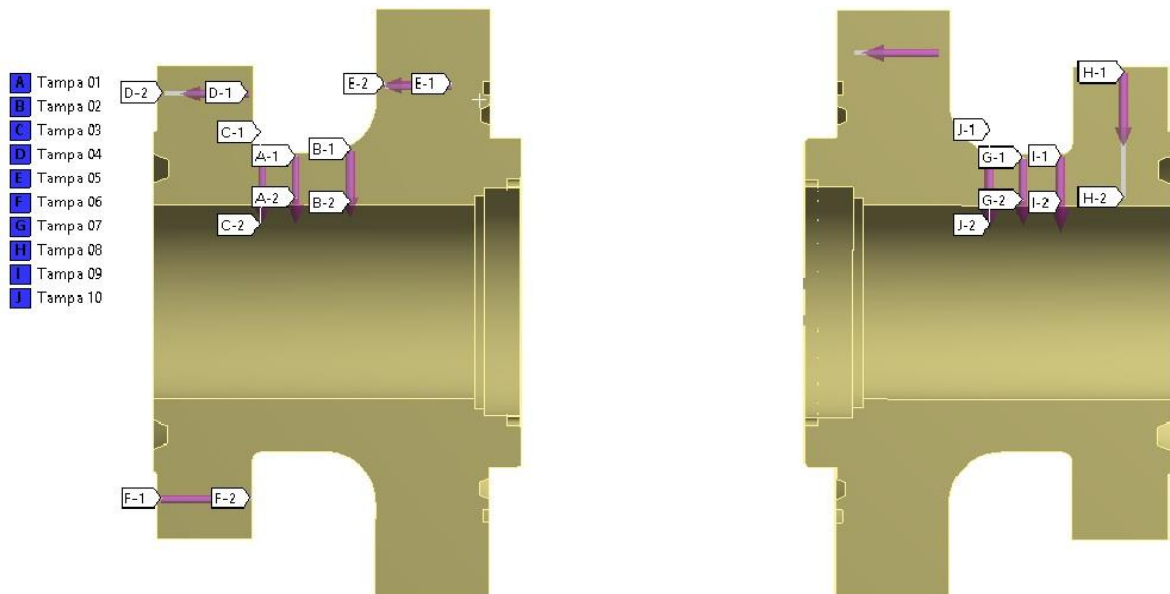


Figura 17 - Linearização de tensões nas tampas da válvula.
 Fonte: Elaborado pelo autor.

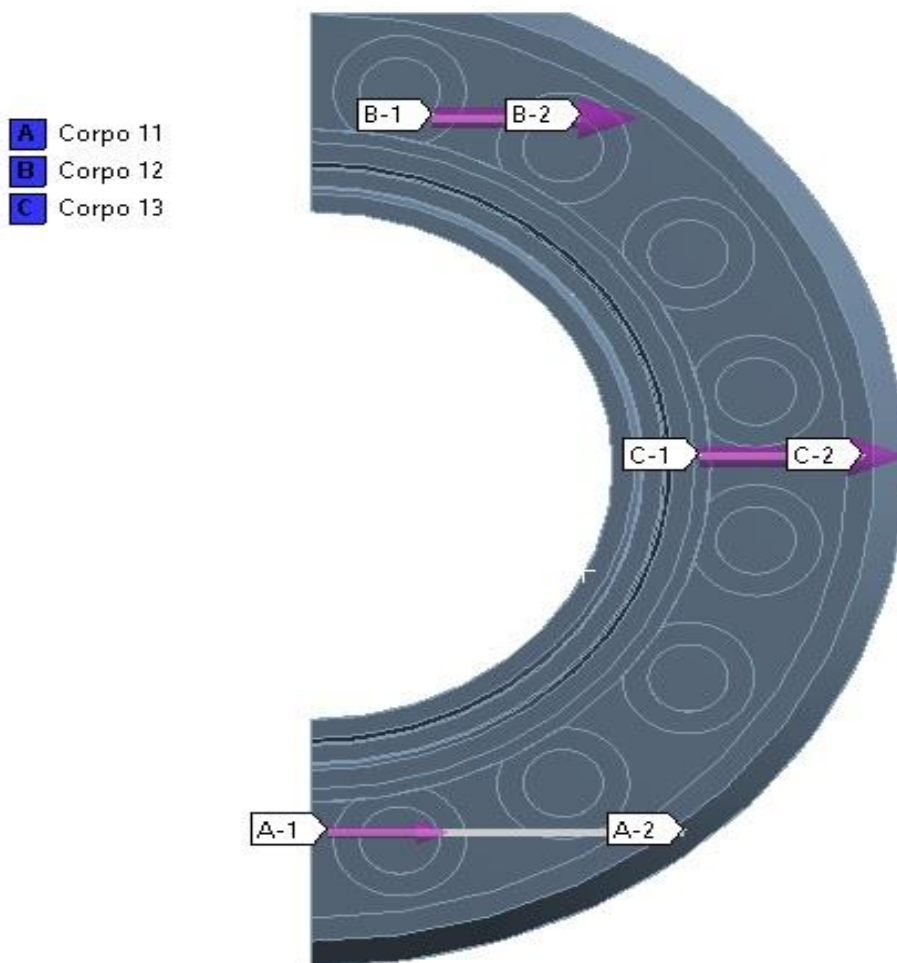


Figura 18 - Linearização de tensões no corpo da válvula.
 Fonte: Elaborado pelo autor.

3.7 PROPRIEDADES MECÂNICAS E FÍSICAS DOS MATERIAIS

Neste tópico serão mostradas as propriedades físicas e mecânicas dos materiais utilizados na simulação. Foram utilizados três materiais diferentes em toda a geometria construtiva. Sendo eles:

- **Corpo** - ASTM A350 Gr. LF2
- **Tampa** - ASTM A694 Gr. F60
- **Prisioneiros e Porcas** - ASTM A320 Gr. L7M

Pela Tabela 8 que é exposta a seguir, nota-se que a liga com maior resistência mecânica é a utilizada nos prisioneiros e porcas, devido a pré-carga imposta a eles e também as tensões atuantes.

Tabela 8 - Propriedades dos materiais utilizados.

Propriedades dos Materiais Utilizados			
	ASTM A350 Gr. LF2	ASTM A320 Gr. L7M	ASTM A694 Gr. F60
Densidade	7750 [kg m ⁻³]	7750 [kg m ⁻³]	7750 [kg m ⁻³]
Tensão de Escoamento	248 [MPa]	552 [Mpa]	415 [MPa]
Tensão Máxima	483 [MPa]	689 [MPa]	515 [Mpa]

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.7.1 Critério de Análise e Limites Admissíveis de Cada Componente em Função do Material Utilizado.

O critério de análise que será utilizado é a Análise Elástica de Tensões, que quando aplicado gera cinco tensões resultantes, como mostrado no item 2.5.5.1. As tensões que serão utilizadas nesse estudo comparativo são a Tensão de Membrana e a Tensão de Membrana + Flexão. E a norma ASME define um limite para cada uma dessas tensões, dependendo do material utilizado.

A norma ASME D define um limite admissível básico (S) para cada material dos citados na Tabela 9. Esses limites são.

Tabela 9 - Critério de análise para cada material

Item	Material	Critério de Falha	
		Tensão de Membrana (P _m) [MPa]	Tensão de Membrana (P _m) + Flexão (P _L +P _b) [MPa]
		Limite (S)	Limite (1,5S)
Corpo	ASTM A350 Gr. LF2	153,4	230,1
Tampa	ASTM A694 Gr. F60	276,6	415

Fonte: Adaptado de ASME Section II Part D

4 ANÁLISE DE RESULTADOS E DISCUSSÕES

A análise estrutural consiste em avaliar a falha em dois modelos construtivos distintos, sendo eles modelo ASME VIII e modelo Norsok L-005, devido ao colapso estrutural para o corpo e tampa da válvula de esfera tipo *trunnion*.

Como foi supracitado, as condições de contorno impostas, locais de análise, *software* de modelagem e simulação serão semelhantes para os dois modelos, tendo como a única diferença significativa sua forma construtiva. O objetivo deste tópico é provar ou não pelos dados adquiridos nas simulações a viabilidade de se usar um flange mais compacto na válvula estudada para a extração de óleo e gás.

4.1 MODELO ASME VIII DIV 2

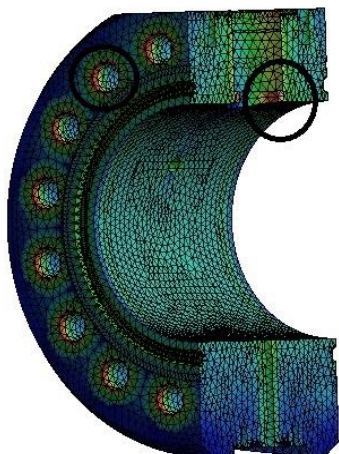
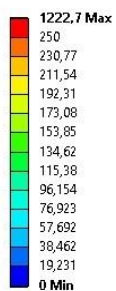
Para analisar os resultados, serão seguidos passos iguais para os dois casos. Primeiramente, vamos analisar os gradientes de tensões para todas as condições impostas e deslocamentos totais nas tampas e corpo separadamente. Após isso, será mostrado as tensões obtidas nos “caminhos” escolhidos para análise elástica de tensões em seus patamares de admissibilidade. Esses caminhos são semelhantes nos dois modelos, e traçados em pontos específicos para análise.

4.1.1 Tensões Totais

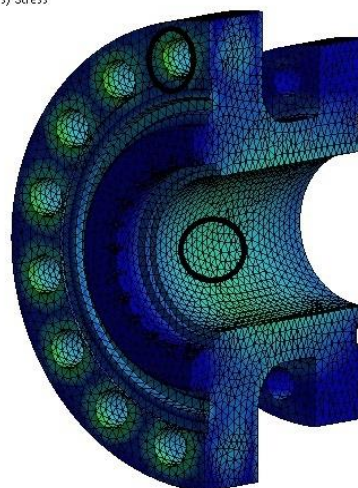
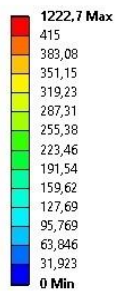
Na Figura 19 é exposto os gradientes de tensões no corpo e tampa da válvula nas três condições estabelecidas. As imagens foram geradas para que exibissem os pontos de maiores tensões na estrutura sejam expostos que estão circulado em preto.

CONDIÇÃO A

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa

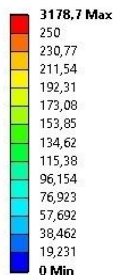


Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa

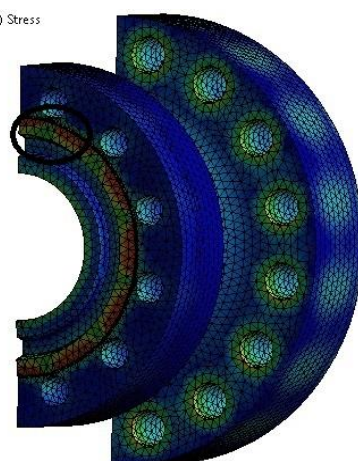
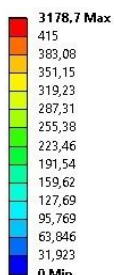


CONDIÇÃO B

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa

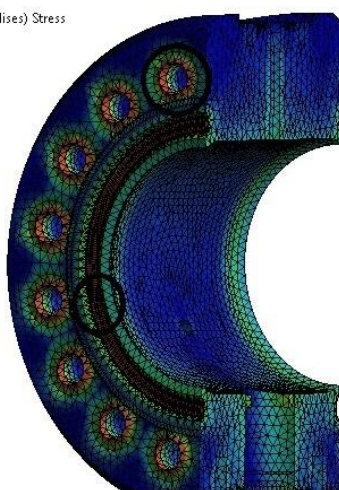
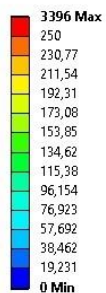


Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa



CONDIÇÃO C

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa



Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa

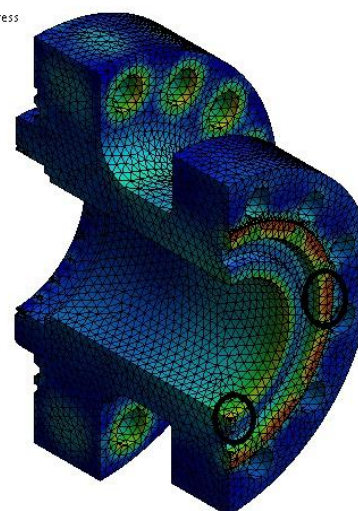
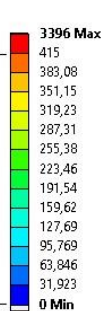


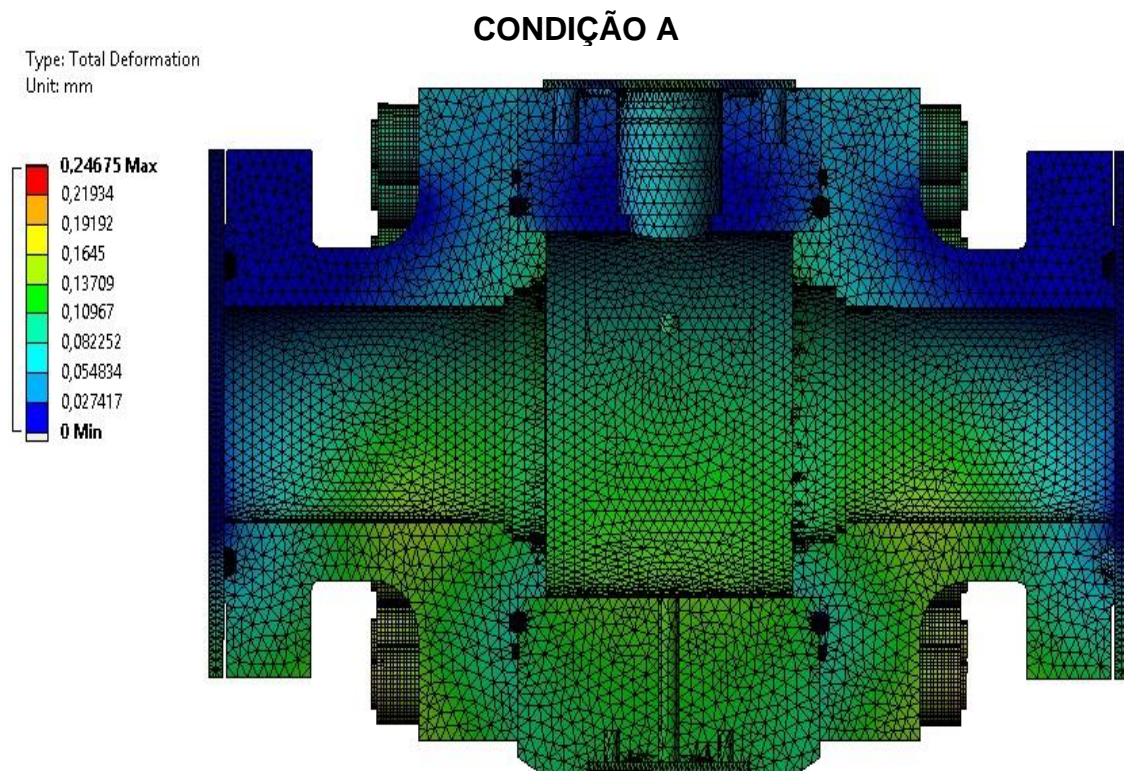
Figura 19 - Tensões equivalente no corpo e tampa para as três condições.
Fonte: Elaborado pelo autor.

Como é possível ver na Figura 19, os pontos de maior concentração de tensões são as regiões críticas, que estão destacadas pelos círculos pretos, como as mudanças bruscas de seção. Essas tensões são as tensões de pico e/ou secundárias, que podem provocar pequenas deformações caso ultrapassem o limite de escoamento do material. Porém esses picos de tensão nessas regiões não irão causar o colapso estrutural do componente.

Na tampa, as maiores tensões ainda se localizam nas mudanças de seção, porém os maiores causadores desse “*stress*” estrutural, são as pré-cargas as quais os prisioneiros são impostos, juntamente com a pressão interna e externa.

4.1.2 Deslocamentos Totais

Neste tópico serão expostos os deslocamentos totais nos corpos, para as três condições de análise. Como é possível notar a condição A é a que possui um maior gradiente de deslocamentos, devido à alta pressão interna, porém, mesmo assim, são valores baixos, que não irão influenciar na operação da válvula.



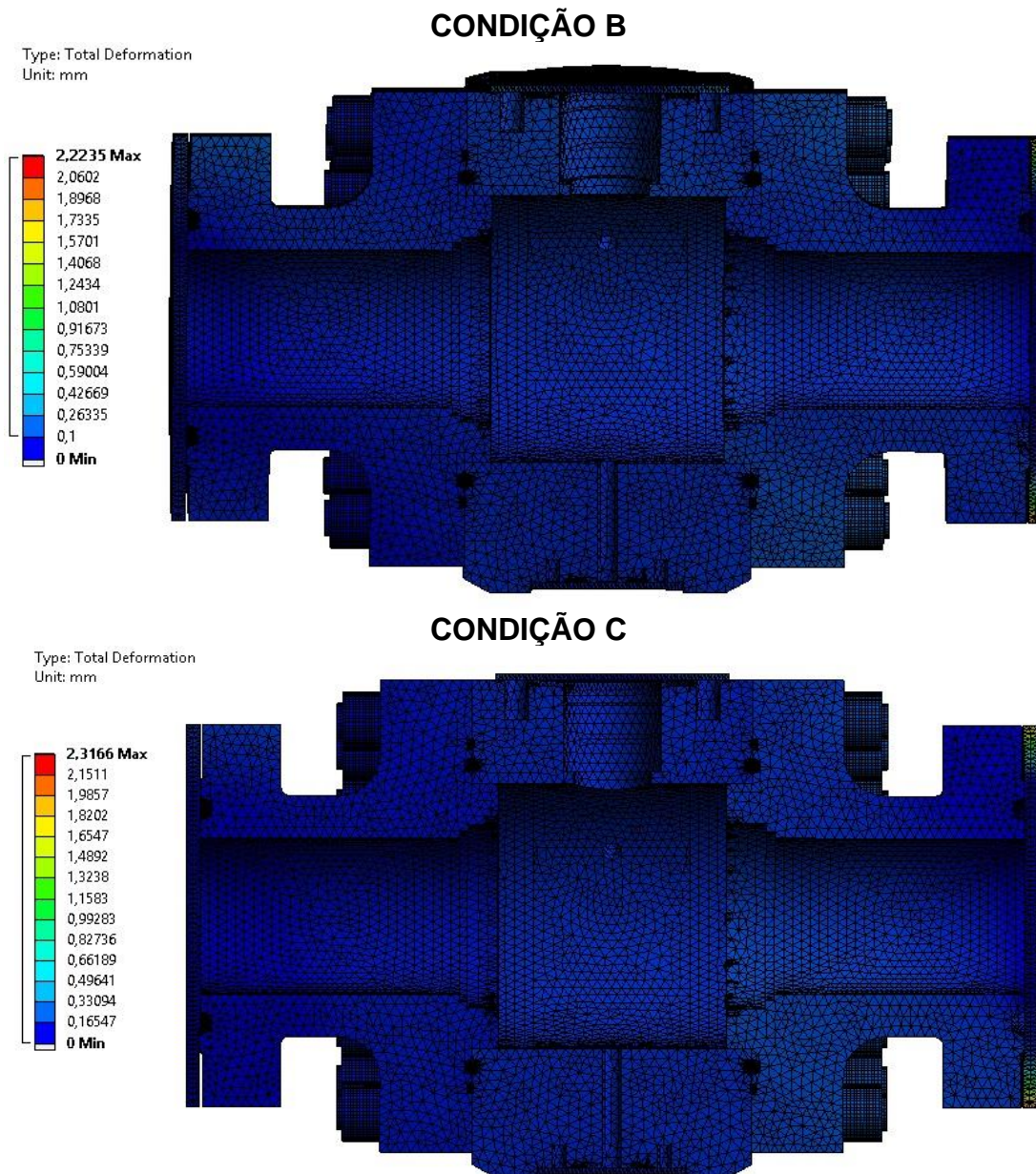


Figura 20 - Deslocamentos totais nas três condições de análise.
Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.3 Análise Elástica de Tensões

Para a elaboração deste tópico, seguiremos o que foi descrito no tópico 2.5.1.1, especificamente a classificação de tensões em seus limites impostos pela norma ASME VIII Div 2 que são descritos na Tabela 3. De modo que as tensões foram analisadas nos “caminhos” mostrados nas Figuras 17 e 18.

Os gráficos nas figuras 21 a 23, mostram as tensões obtidas nos “caminhos” escolhidos para linearização das tensões, sendo comparadas entre elas em forma de gráfico, para melhor visualização.

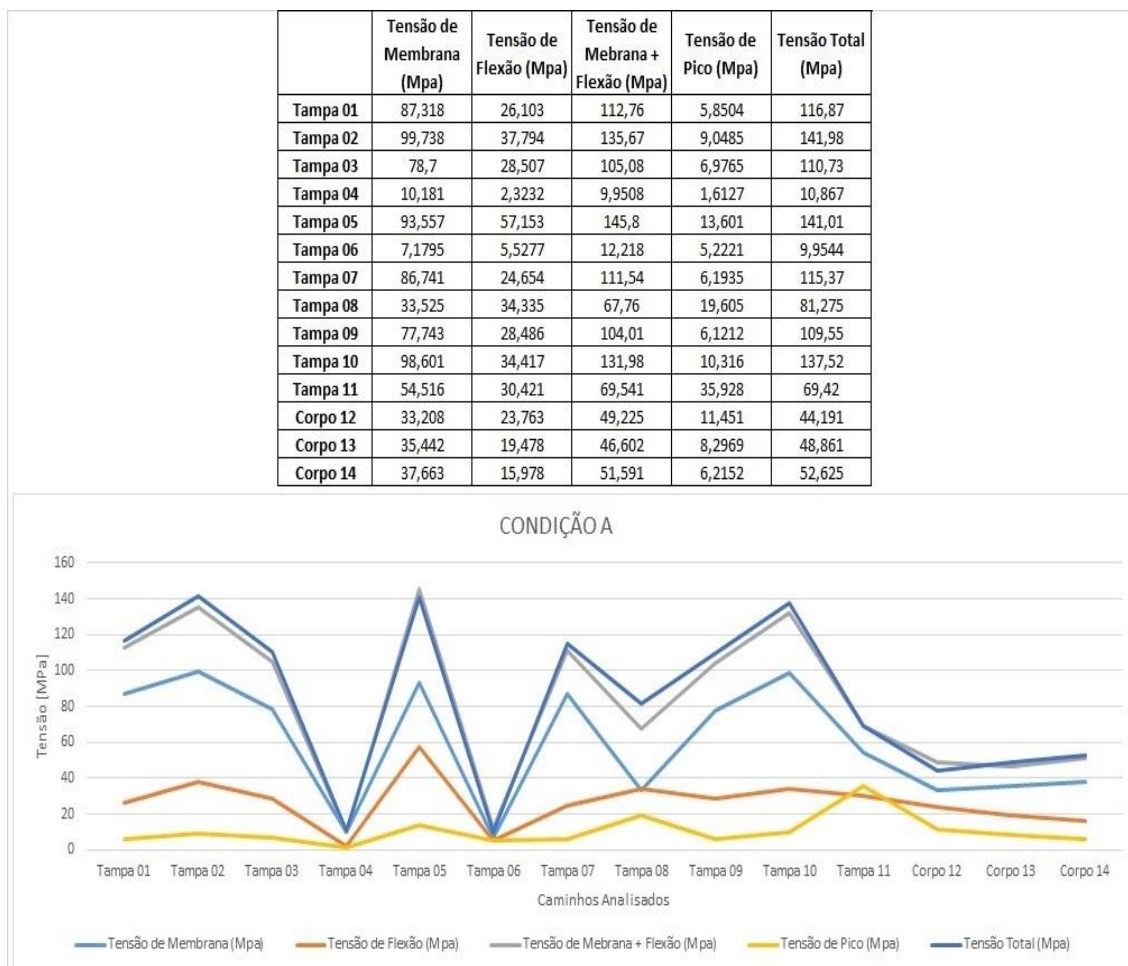


Figura 21 - Análise elástica de tensões modelo construtivo ASME, CONDIÇÃO A.
 Fonte: Elaborado pelo autor.

Para este trabalho, a análise comparativa, usando os limites admissíveis estabelecidos pela norma como exposto na Tabela 9, será feita utilizando duas dessas cinco tensões adquiridas. Sendo elas a Tensão de Membrana e a Tensão de Membrana + Flexão como é possível ver na legenda do gráfico.

A Tabela 10 apresenta os resultados obtidos na simulação do modelo construtivo ASME para a CONDIÇÃO A.

Tabela 10 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva ASME, CONDIÇÃO A

Componente	Material	Critério de Falha			
		Tensão de Membrana (P _m) [MPa]		Tensão de Membrana + Flexão (P _L + P _b) [MPa]	
		Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
Corpo	ASTM A350 Gr. LF2	153,4	37,663	230,1	51,591
Tampa	ASTM A694 Gr. F60	276,6	99,738	415	135,67

Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 10 mostra, que os valores encontrados para o corpo e tampa na CONDIÇÃO A, estão dentro dos limites admissíveis.

O gráfico da Figura 22, mostra a comparação entre todas as tensões encontradas nos caminhos, para a CONDIÇÃO B.

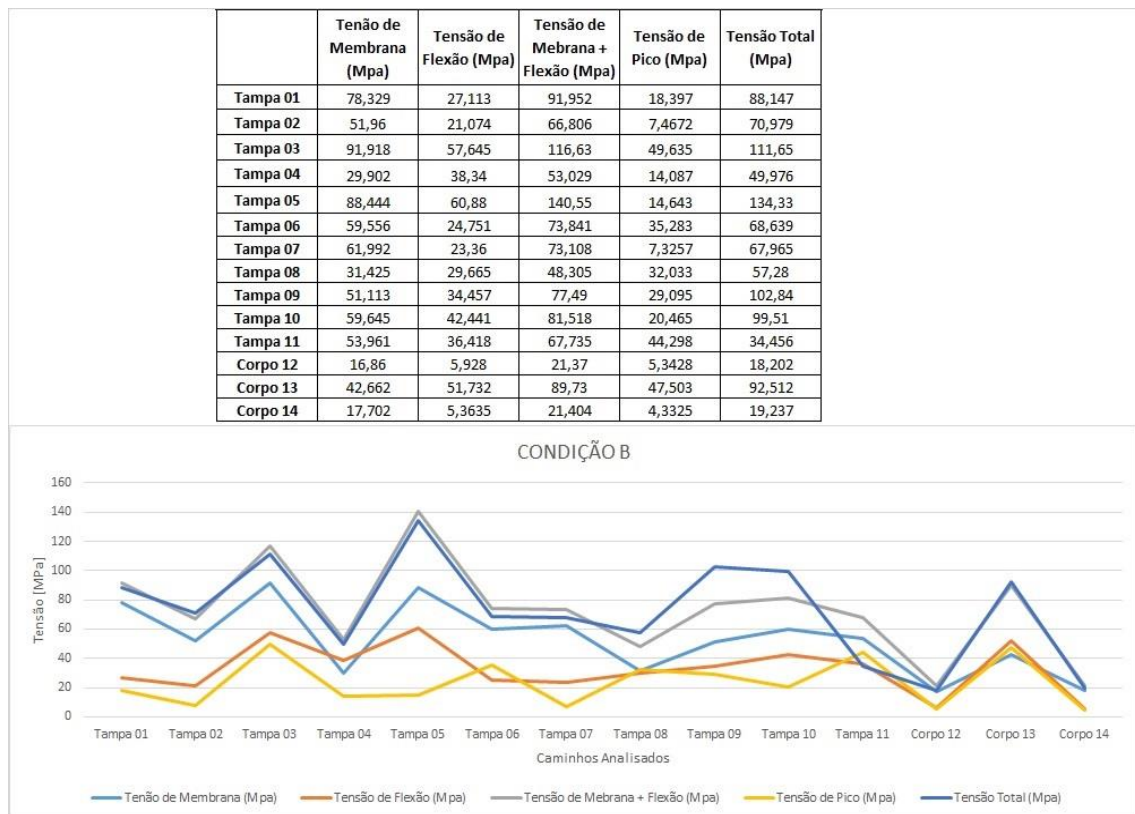


Figura 22 - Análise elástica de tensões modelo construtivo ASME, CONDIÇÃO B

Fonte: Elaborado pelo Autor

A Tabela 11 apresenta os resultados obtidos na simulação do modelo construtivo ASME para a CONDIÇÃO B em relação aos limites estabelecidos pela norma.

Tabela 11 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva ASME, CONDIÇÃO B

Componente	Material	Critério de Falha			
		Tensão de Membrana (P _m) [MPa]		Tensão de Membrana + Flexão (P _L + P _b) [MPa]	
		Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
Corpo	ASTM A350 Gr. LF2	153,4	42,662	230,1	89,73
Tampa	ASTM A694 Gr. F60	276,6	91,918	415	140,55

Fonte: Elaborado pelo Autor

A Tabela 11 mostra, que os valores encontrados para o corpo e tampa nessa condição de análise, estão dentro dos limites admissíveis.

A Figura 23, mostra a comparação entre todas as tensões encontradas nos caminhos, para a CONDIÇÃO C.

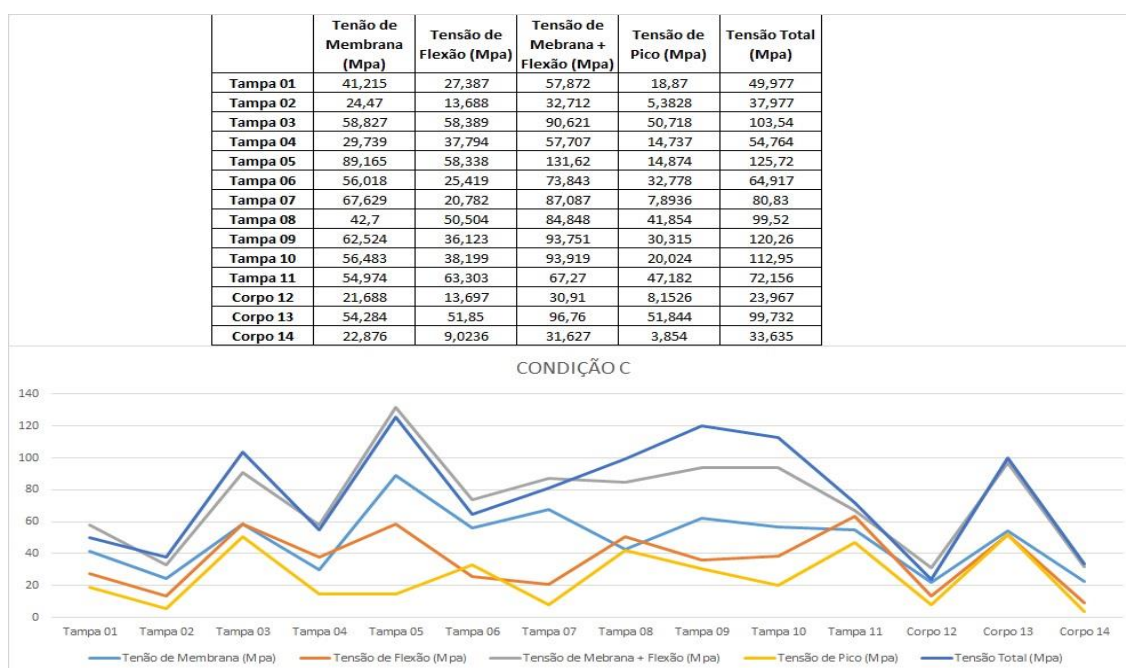


Figura 23 - Análise elástica de tensões modelo construtivo ASME, CONDIÇÃO C

Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 12 apresenta os resultados obtidos na simulação do modelo construtivo ASME para a CONDIÇÃO C em relação aos limites estabelecidos pela norma.

Tabela 12 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva ASME, CONDIÇÃO C

Componente	Material	Critério de Falha			
		Tensão de Membrana (P _m) [MPa]		Tensão de Membrana + Flexão (P _L + P _b) [MPa]	
		Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
Corpo	ASTM A350 Gr. LF2	153,4	54,284	230,1	96,76
Tampa	ASTM A694 Gr. F60	276,6	89,165	415	131,62

Fonte: Elaborado pelo Autor

A Tabela 12 mostra, que os valores encontrados para o corpo e tampa nessa condição de análise, estão dentro dos limites admissíveis.

Como é possível analisar nos gráficos e tabelas acima, todas as três condições de análise para o modelo construtivo ASME, não excedem os limites estabelecidos pela norma em questão. Entretanto, vale ressaltar que em alguns pontos mais críticos, há tensões de maior valor, essas tensões não geram uma preocupação em relação ao colapso estrutural do componente, pois ficam restringidas a pontos como descontinuidades geométricas e mudanças de seção, porém podem causar plasticidades locais e gerar trincas por fadiga.

4.2 MODELO NORSOK STANDART L-005

O modelo Norsok, apresenta uma construção mais compacta dos flanges, de modo que seja possível reduzir material na sua concepção. Seguindo os mesmos passos do modelo anterior vamos apresentar as tensões totais, deslocamentos totais e também a análise elástica de tensões nos caminhos escolhidos, que são iguais ao primeiro modelo.

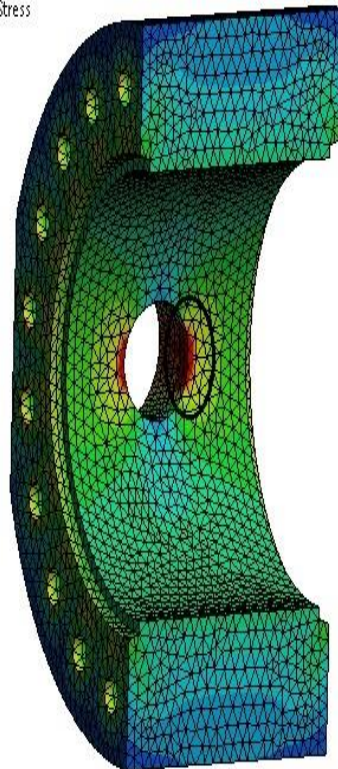
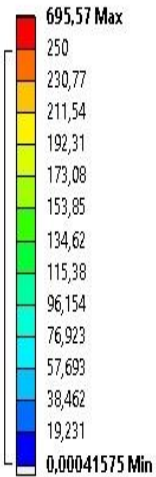
É importante frisar que para esse modelo ocorreu uma mudança em uma das condições de contorno do sistema como está exposto na Tabela 7, a mudança ocorreu na pré-carga nos prisioneiros que mudou somente sua magnitude, sendo agora de **340.033,84 N**, de restante as condições são as mesmas.

4.2.1 Tensões Totais

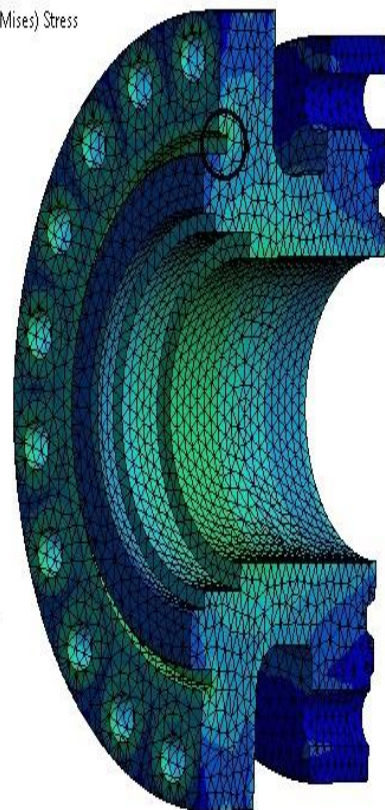
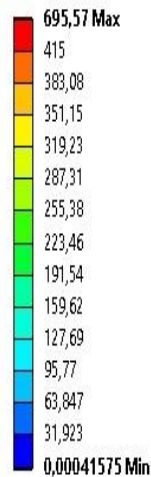
Neste tópico serão apresentadas as imagens que mostram os gradientes de tensões totais no corpo e tampa da válvula para o modelo construtivo Norsok, para as mesmas condições de análise usadas no modelo ASME, novamente as imagens foram geradas de modo a mostrar os pontos mais críticos da estrutura e esses pontos foram circutados em preto.

CONDIÇÃO A

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa



Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa



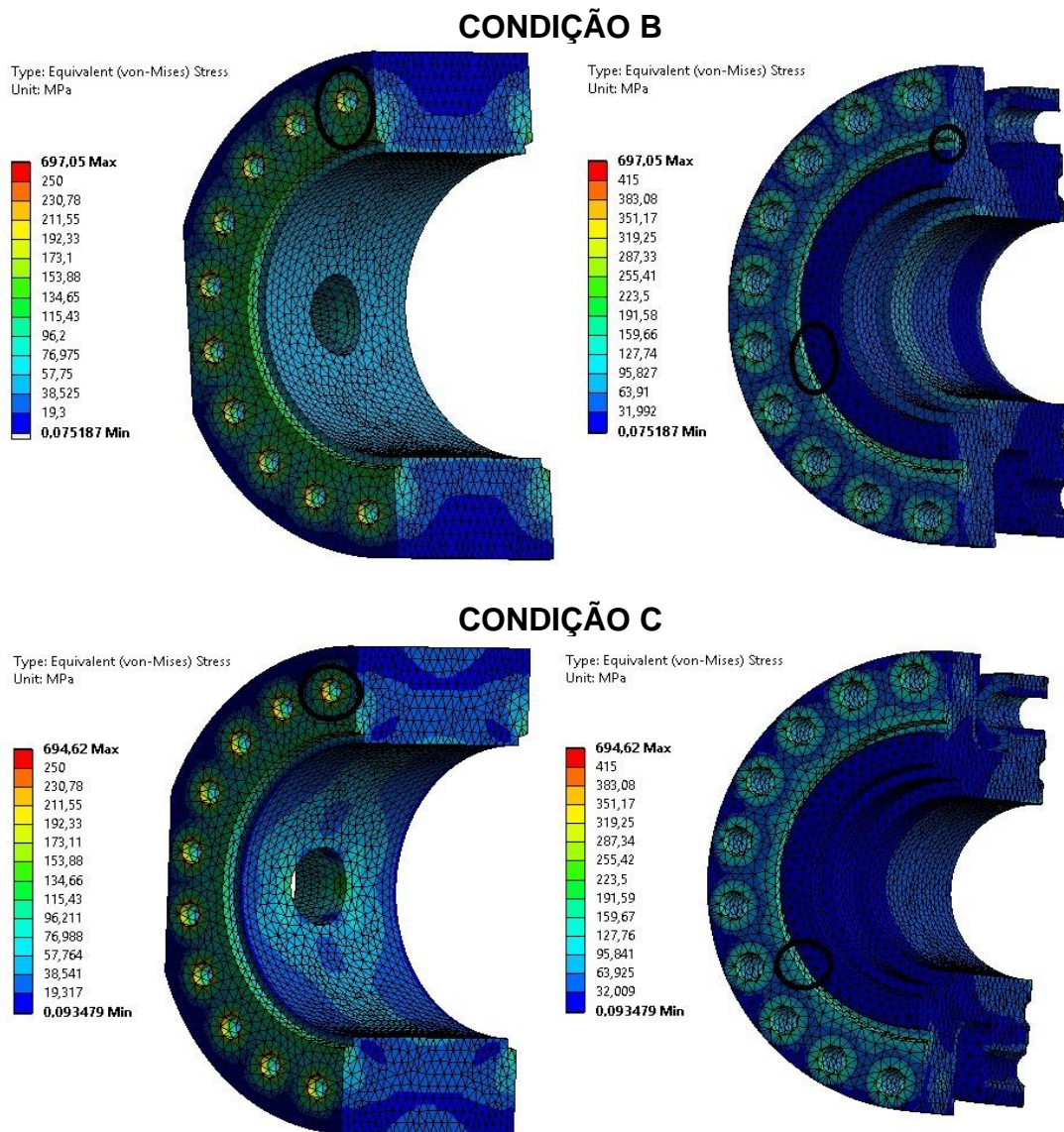


Figura 24 - Tensão equivalente no corpo e tampas para as três condições
Fonte: Elaborado pelo autor

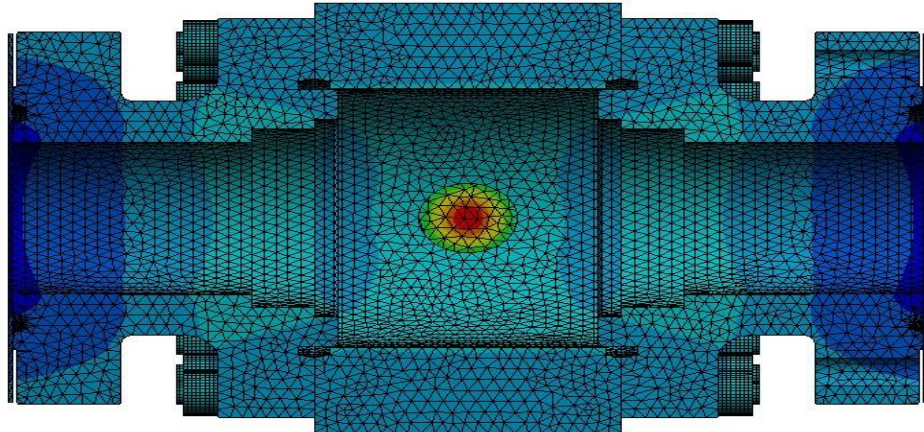
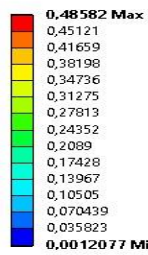
Como é possível ver na Figura 24 acima, as tensões permaneceram dentro dos valores aceitáveis, porém na condição A, é possível ver a atuação das tensões secundárias que ultrapassam os valores de escoamento, porém ela existe em uma descontinuidade geometria e mudança brusca de seção, sendo assim, não apresenta perigo de colapso do componente.

4.2.2 Deslocamentos Totais

Neste tópico será mostrado os deslocamentos totais para as três condições de análise no modelo Norsok.

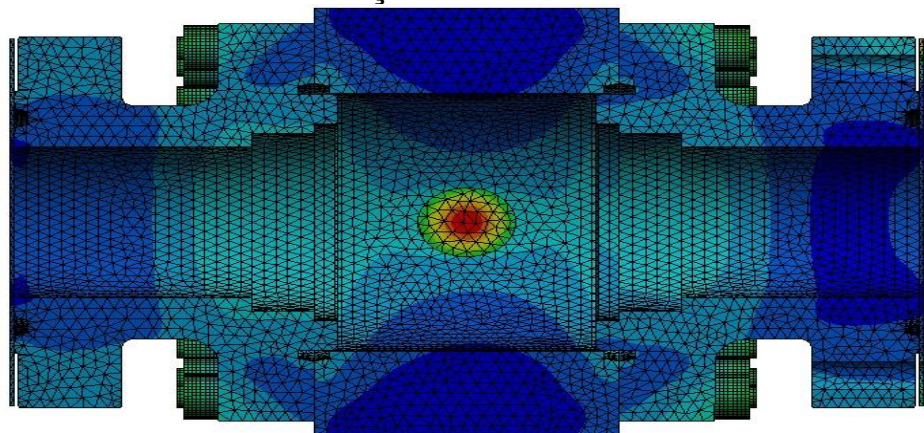
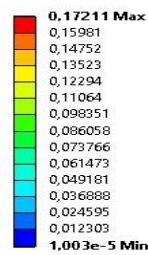
CONDIÇÃO A

Type: Total Deformation
Unit: mm



CONDIÇÃO B

Type: Total Deformation
Unit: mm



CONDIÇÃO C

Type: Total Deformation
Unit: mm

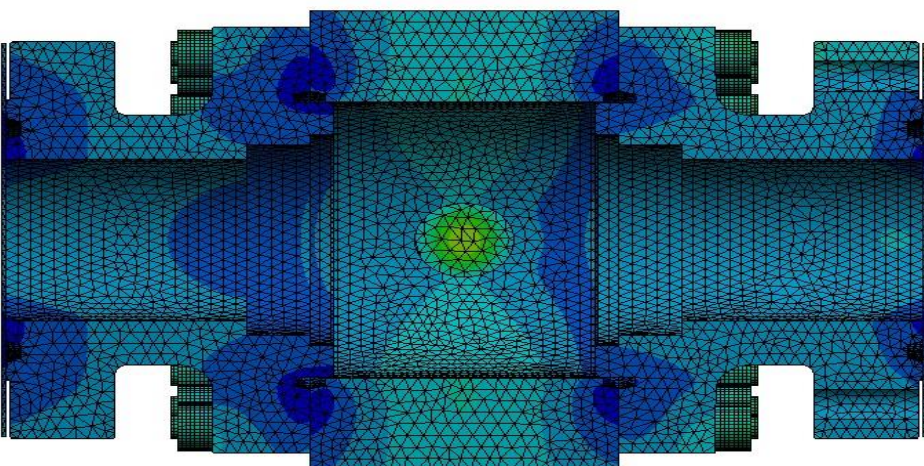
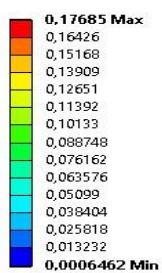


Figura 25 - Deslocamentos totais nas três condições de análise
Fonte: Elaborado pelo autor

Novamente é possível ver que a condição A à qual possui uma maior pressão interna e não possui pressão externa, logo, possui a maior amplitude de pressões, apresentou os maiores deslocamentos. Entretanto, esses

deslocamentos são de valores muito pequenos, e não irão prejudicar o componente em operação.

4.2.3 Análise Elástica de Tensões

Seguindo o mesmo procedimento do que para o item 4.1.3, gerou-se gráficos das tensões existentes nos caminhos, e também as tabelas comparativas para os limites admissíveis. O gráfico da Figura 26 expõe todas as tensões encontradas nos caminhos analisados para a CONDIÇÃO A.

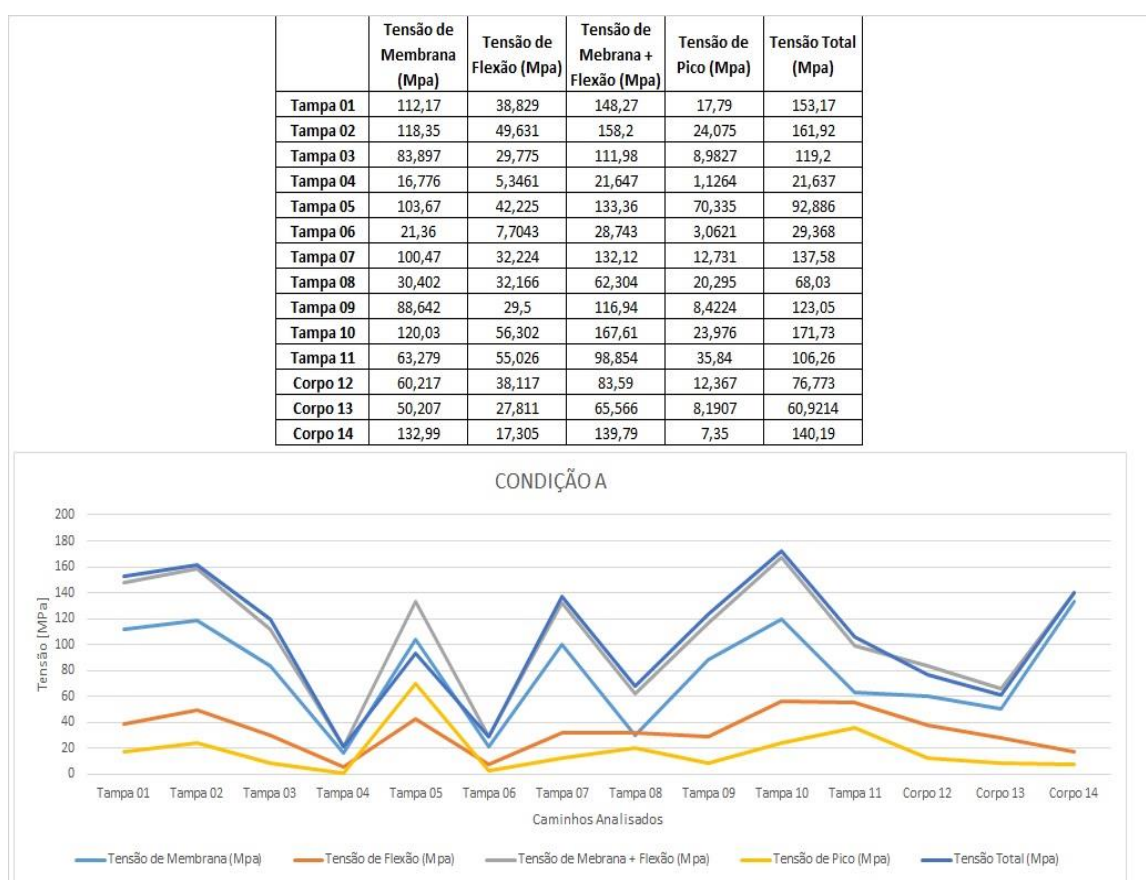


Figura 26 - Análise elástica de tensões modelo construtivo Norsok, CONDIÇÃO A

Fonte: Elaborado pelo autor

Como foi feito no tópico anterior a Tabela 13 mostra a comparação dos valores encontrados com os valores limites estabelecidos pela norma. Novamente analisando somente duas das cinco tensões encontradas. Que são Tensão de Membrana e Tensão de Membrana + Flexão.

Tabela 13 – - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva Norsok, CONDIÇÃO A

Componente	Material	Critério de Falha			
		Tensão de Membrana (P _m) [MPa]		Tensão de Membrana + Flexão (P _L + P _b) [MPa]	
		Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
Corpo	ASTM A350 Gr. LF2	153,4	132,99	230,1	139,79
Tampa	ASTM A694 Gr. F60	276,6	120,03	415	167,61

Fonte: Elaborado pelo autor

Na comparação exposta pela Tabela 13, é possível ver que um valor se destaca, que é a tensão de membrana do corpo, que chega em torno de 86.69% do valor limite, essa elevada tensão, está relacionada ao ponto de análise, que é o caminho “Corpo 14” que está perto de uma descontinuidade geométrica, o aumento de tensão neste ponto também é observado na Figura 24, na região circulada em preto. Porém apesar de um valor mais significativo, ainda está dentro dos limites.

O gráfico da Figura 27 expõe as tensões encontradas nos caminhos analisados para a CONDIÇÃO B.

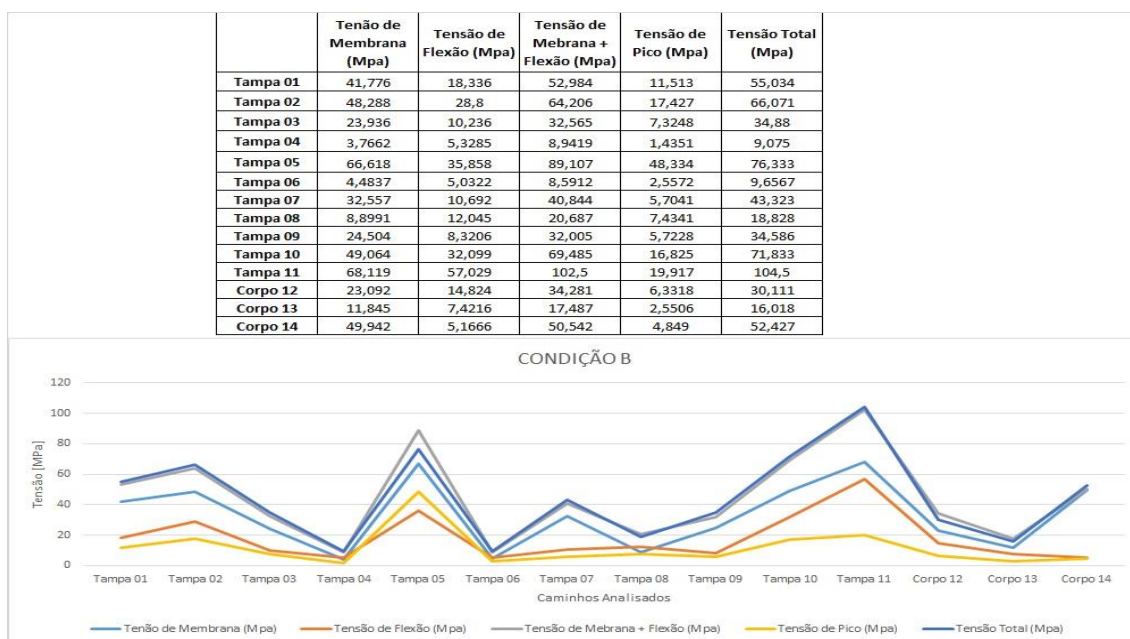


Figura 27 - Análise elástica de tensões modelo construtivo Norsok, CONDIÇÃO B

Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 14 apresenta os resultados obtidos na simulação do modelo construtivo Norsok para a CONDIÇÃO B em relação aos limites estabelecidos pela norma.

Tabela 14 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva Norsok, CONDIÇÃO B					
Componente	Material	Critério de Falha			
		Tensão de Membrana (P _m) [MPa]		Tensão de Membrana + Flexão (P _L + P _b) [MPa]	
		Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
Corpo	ASTM A350 Gr. LF2	153,4	49,942	230,1	50,542
Tampa	ASTM A694 Gr. F60	276,6	68,119	415	102,5

Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 14 apresenta os valores para o modelo construtivo Norsok na CONDIÇÃO B, e os valores estão dentro dos limites admissíveis.

A Figura 28 expõe as tensões encontradas nos caminhos analisados para a CONDIÇÃO C.

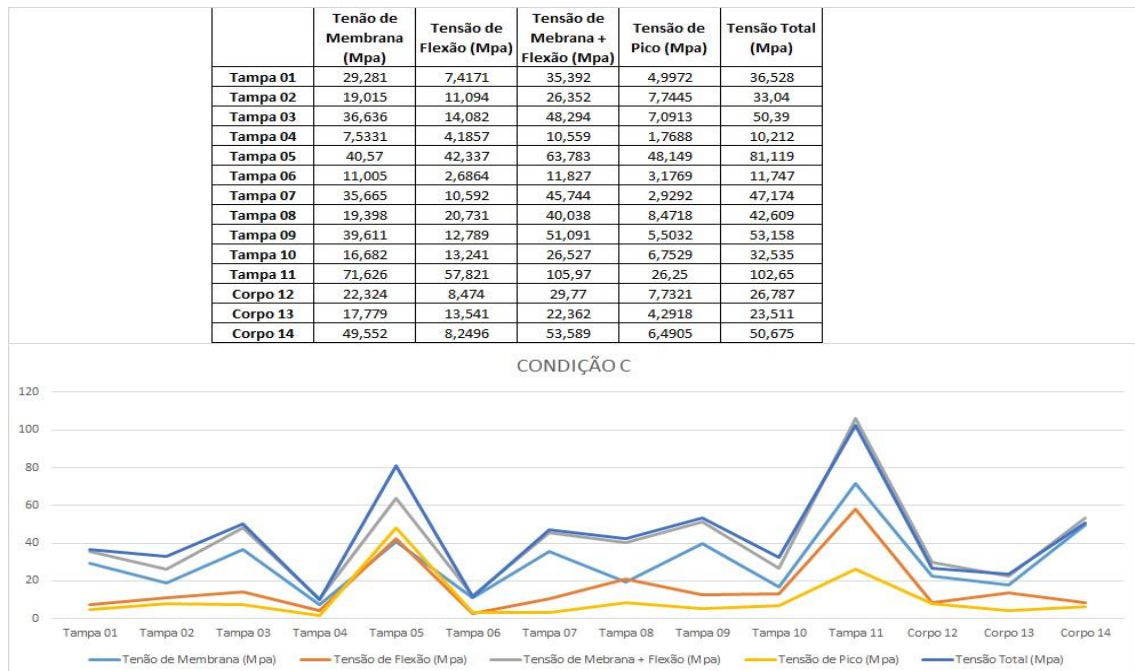


Figura 28 - Análise elástica de tensões modelo construtivo Norsok, CONDIÇÃO C

Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 15 apresenta os resultados obtidos na simulação do modelo construtivo Norsok para a CONDIÇÃO C em relação aos limites estabelecidos pela norma.

Tabela 15 - Resultado da análise de tensões na válvula com forma construtiva Norsok, CONDIÇÃO C

Componente	Material	Critério de Falha			
		Tensão de Membrana (P_m) [MPa]		Tensão de Membrana + Flexão ($P_L + P_b$) [MPa]	
		Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
Corpo	ASTM A350 Gr. LF2	153,4	49,552	230,1	105,97
Tampa	ASTM A694 Gr. F60	276,6	71,626	415	53,589

Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 15 apresenta os valores para o modelo construtivo Norsok na CONDIÇÃO C, e os valores estão dentro dos limites estabelecidos.

Como é possível ver nos gráficos e tabelas, os valores encontrados nas simulações são dentro dos valores estabelecidos pela norma, o que prova que nas condições analisadas o componente não irá falhar estruturalmente.

4.3 REDUÇÃO DE MATERIAL NA CONSTRUÇÃO

Um dos objetivos principais deste trabalho, associado com a justificativa para realização deste estudo é a redução de material na construção do flange Norsok em relação ao flange ASME VIII.

A Tabela 16 expõe a redução de material do corpo e tampas do flange Norsok em relação ao flange ASME VIII. Podemos notar uma redução considerável na massa dos componentes, como o flange é o objeto de maior importância nesse estudo, pode-se falar que sua redução foi significativa, cerca de 40%, o que causa uma redução determinante no custo de fabricação do componente, pois a complexidade de fabricação e custos dos materiais envolvidos são altos.

Tabela 16 - Redução de massa entre os modelos

Redução de Massa Entre os Modelos			
	Massa Modelo ASME VIII [kg]	Massa Modelo Norsok [kg]	Redução Percentual [%]
Corpo	1053,24	529,511	98,90%
Tampa 01	601,462	422,065	42,50%
Tampa 02	601,463	422,065	42,50%

Fonte: Elaborado pelo autor

5.0 CONCLUSÃO

Por meio deste estudo estrutural e comparativo dos modelos construtivos de junções flangeadas pelas normas ASME VIII e Norsok Standart L-005, obtêm-se as seguintes conclusões:

5.1 FLANGE ASME VIII

As junções flangeadas ASME VIII, nas simulações realizadas para as três condições de análise, quando tratamos das tensões totais, a CONDIÇÃO A obteve o maior gradiente de tensões ao longo da estrutura, principalmente nas transições de geometria, e devido a essas tensões mais elevadas, obteve o maior valor de deformações ao longo da estrutura. Porém quando observamos as tensões de membrana e tensão de membrana + flexão, as CONDIÇÕES B e C tiveram os valores ligeiramente maiores, e parecidos entre si. Mostrando que a estrutura se comportou de forma uniforme em diferentes condições de análise.

O flange ASME VIII, possui dimensões maiores em relação ao flange Norsok L-005, assim opta por um menor número de prisioneiros, porém com um diâmetro maior e uma pré-carga mais elevada, sendo que essa pré-carga que transfere a força necessária de estanqueidade para a junta de vedação. Devido a esse número menor de prisioneiros percebe-se que a região ao redor dos prisioneiros obteve um gradiente de tensões e deslocamentos totais menores em relação ao flange Norsok L-005.

5.2 FLANGE NORSOK STANDART L-005

As junções flangeadas Norsok L-005 propõem uma construção mais compacta visando o maior poder de estanqueidade e um menor custo de fabricação. Lembrando que a teoria do flange compacto Norsok que defende esse maior poder desse estanqueidade, logo que este não é o foco deste estudo.

No estudo realizado, observou-se que nas condições impostas, os maiores valores de tensões totais ocorreram da CONDIÇÃO A, nos pontos de mudanças de geometria e na região de alocação dos prisioneiros. A estratégia

para um maior poder de vedação deste modelo está no número maior de prisioneiros e com diâmetro menor, o que transfere melhor a pré-carga aplicada a junta de vedação e para os contatos face a face que auxiliam no poder de estanqueidade.

Quando tratamos das tensões de membrana e tensão de membrana +flexão, os valores foram maiores em relação ao flange ASME VIII, devido a fatores como, dimensões menores, como há mais prisioneiros, há mais secções com transição geométrica brusca. Porém os deslocamentos na estrutura ficaram da mesma magnitude das visualizadas no flange ASME. Com isso, conclui-se que mesmo obtendo um maior valor de tensões locais o deslocamento do componente não foi afetado por isso, logo que essas tensões encontradas estão dentro dos limites estabelecidos pela norma e não apresentam perigo de nem um colapso que possa afetar a operação do componente.

5.3 CONCLUSÕES GERAIS

Por meio deste estudo comparativo de junções flangeadas, foi possível analisar o método de funcionamento dos componentes, e entender suas principais diferenças.

É possível provar a valia do objetivo imposto da utilização dos flanges Norsok L-005 em relação aos flanges ASME VIII. Um fator que é determinante é a redução de massa que é possível obter com a escolha do flange Norsok L-005 como é observado nas tampas ocorreu uma redução de cerca de 42,5% da massa e no corpo uma redução de cerca de 98,9% da massa, mantendo a segurança de operação em relação a confiabilidade estrutural dos componentes da válvula em questão.

6.0 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O estudo realizado, oportuniza trabalhos futuros. A primeira sugestão, seria refazer a análise, levando em conta outras condições de operação, como, inserir mais componentes na construção do modelo, variar os materiais que compõe os componentes, analisar também, por outros métodos como o método da carga limite e o método de análise de tensões elásto-plástica.

Uma segunda sugestão, seria focar a análise de estudos nas forças e tensões mínimas de vedação em condições previamente estabelecidas, ainda comparando os dois modelos estudados. De modo a quantificar a diferença de poder de vedação para os dois modelos construtivos.

REFERENCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15827**: Válvulas industriais para instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo - Requisitos de projeto e ensaio de protótipo. 3. ed. Rio de Janeiro: ABNT, 2014

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. 4 Edição. São Paulo: Érica, 2006.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E.; WITT, R. J. **Concepts and applications of finite element analysis**. 4th Edition. EUA: John Wiley & Sons, INC, 2002.

CORT, A., “**Safety and Reliability Analysis of Subsea production Equipment: Current Practice and Future Potential**”, **Subsea International Conference**, 1994. Apud EUTHYMÍOU.

DIAS, Tiago Por dentro da produção de óleo e gás. Disponível em <<http://meiofiltrante.com.br/materias.asp?action=detalhe&id=409>>. Acessado em 14 set. 2015

EUTHYMIOU, José Euthymíou. **Metodologia para modelagem da evolução da probabilidade de falha, decorrente da degradação funcional de válvulas**. 2013. 253 f. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. Programa de Engenharia Oceânica, Rio de Janeiro, 2013.

LIU, G. R.; QUEK, S. S. **The Finite Element Method: A Practical Course**. Butterworth-Heinemann, 2003.

MATHIAS, A. C. **Válvulas**: Industriais, Segurança, Controle: Tipos, Seleção, Dimensionamento. São Paulo: Artliber Editora, 2008.

NORSOK STANDART. **NORSOK Standart L-005 EDITION 2**, Compact Flanged Connections, May 2006.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 2ª Edição. Porto Alegre: Bookman, 2006.

OUCHET, L., **Reliability Modeling of Subsea Gate Valves**, Tese (Mestrado)., Cranfield Institute of Technology, Reino Unido, 1993. *apud* EUTHYMÍOU

PETROBRAS. **ET-3500.00-1510-224-PPC-001**: Válvula Esfera Submarina. Revisão E. ed. Rio de Janeiro: CENPES, 2010.

PETROBRAS. **ET-3500.00-1510-224-PPC-002**: Válvula Esfera Submarina. Revisão 0. ed. Rio de Janeiro: CENPES, 2007.

ROSSETTO, Diego. **Avaliação Da Integridade Estrutural De Projetos De Válvulas Do Tipo Esfera Trunnion E/Ou Gaveta Utilizadas Nas Instalações De Petróleo**. 2016. 178 f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal Do Rio Grande Do Sul Escola De Engenharia Programa De Pós-Graduação Em Engenharia De Minas, Metalúrgica E De Materiais. Porto Alegre. 2016

SHIGLEY, J. E.; BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J.K.; **Mechanical Engineering Design**. 9th Edition. New York: McGraw-Hill, 2011.

TEADIT, Juntas de vedação. Disponível em <http://www.teadit.com/br/index.php?option=com_content&view=category&id=174> acessado em 07/06/2016

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Section II Part D**. ASME Boiler & Pressure Vessel Code: Section II Part D: Properties (Metric): Materials. Nova Iorque: ASME, 2010.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B16.34:**
Valves: Flanged, Threaded and Welding End. Nova Iorque: ASME, 2013.

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.

APENDICE A

A elaboração deste apêndice tem como objetivo, apresentar uma análise comparativa sobre tamanhos diferentes de malha dos elementos tridimensionais para o mesmo estudo em condições de análise distintas. Será analisado parâmetros como, tamanho de elemento, número de elementos, número de nós, qualidade média da malha e tempo de processamento.

Levando em consideração se os valores de tensões convergem ou divergem nos pontos estudados.

A.1 MÉTODO DE ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA

Para realização do estudo, foram feitas três análises, com três tamanhos diferentes de elementos. Para o corpo e tampas, foram utilizados elementos tetraédricos e para os prisioneiros e porcas, foram usados elementos hexaédricos conforme mostra a seguinte tabela.

Tabela A1

	Malha 01	Malha 02	Malha 03
Tamanhos dos Elementos no Corpo e Tampa	15 [mm]	30 [mm]	10 [mm]
Tamanho dos Elementos nos Prisioneiros e Porcas	5 [mm]	15 [mm]	4 [mm]

Fonte: Elaborado pelo autor

Para melhor mostrar a diferença entre os elementos, gerou-se imagens de cada caso. Como mostra as seguintes figuras A1, A2 e A3

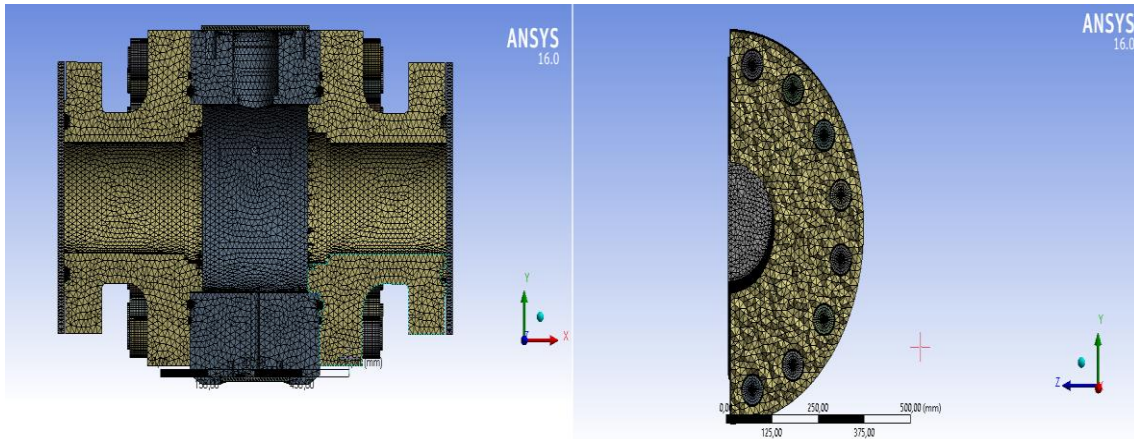


Figura A1 – Representação dos elementos da malha 01
 Fonte: Elaborado pelo autor

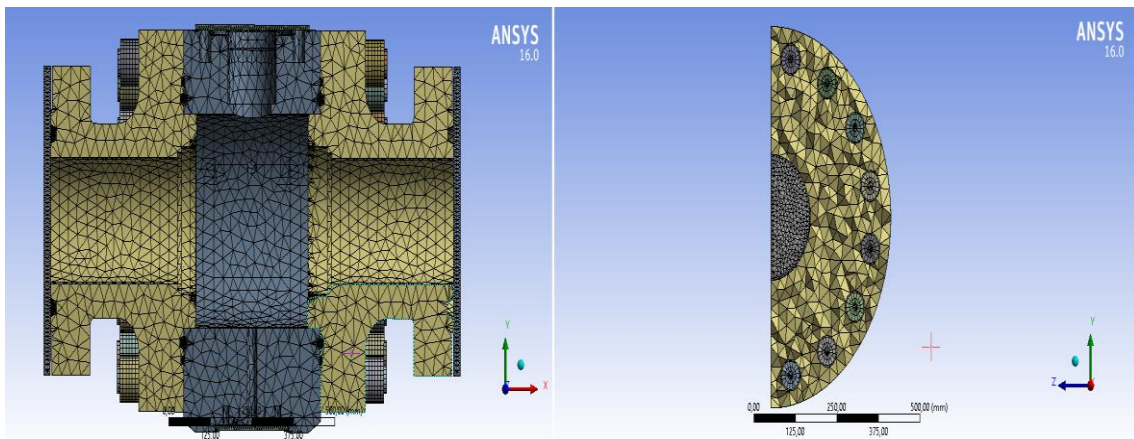


Figura A2 - Representação dos elementos da malha 02
 Fonte: Elaborado pelo autor

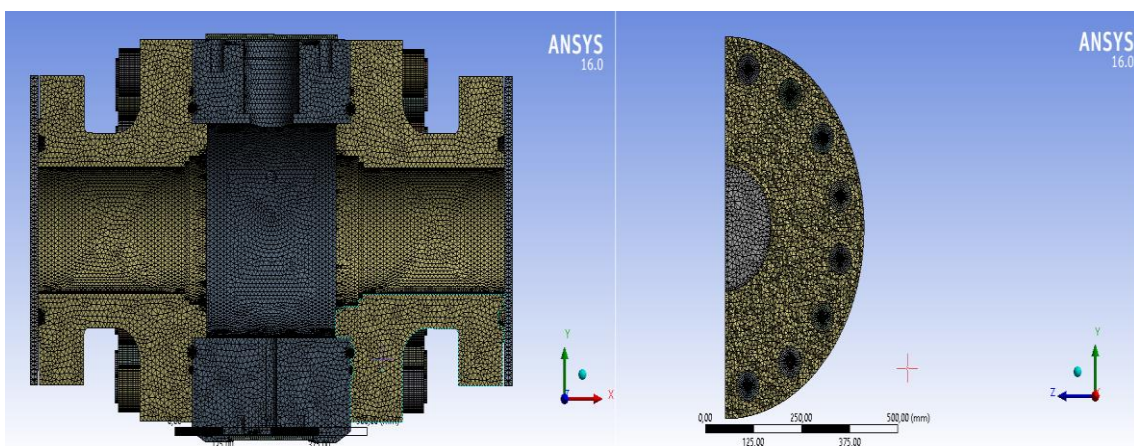


Figura A3 - Representação dos elementos da malha 03
 Fonte: Elaborado pelo autor

Com a malha gerada é possível obter informações que são pertinentes sobre cada caso, para melhor expor essas informações gerou-se gráficos sobre

os dados coletados. O gráfico da figura A4 mostra a relação entre o número de elementos para os três casos.

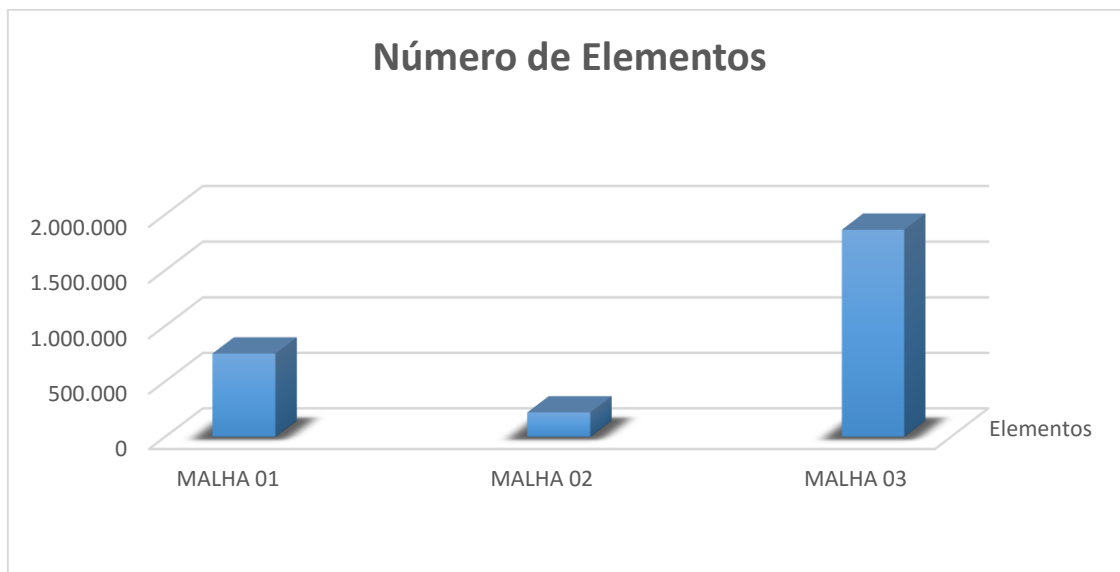


Figura A 4 - Número de elementos nas três malhas analisadas.
Fonte: Elaborado pelo autor

Como mostrado no gráfico da figura A4, a malha 03 possui 148% a mais de elementos que a malha 01 e 748,71 % a mais que a malha 02.

O gráfico da figura A5 mostra a relação entre o número de nós para as três malhas estudadas.

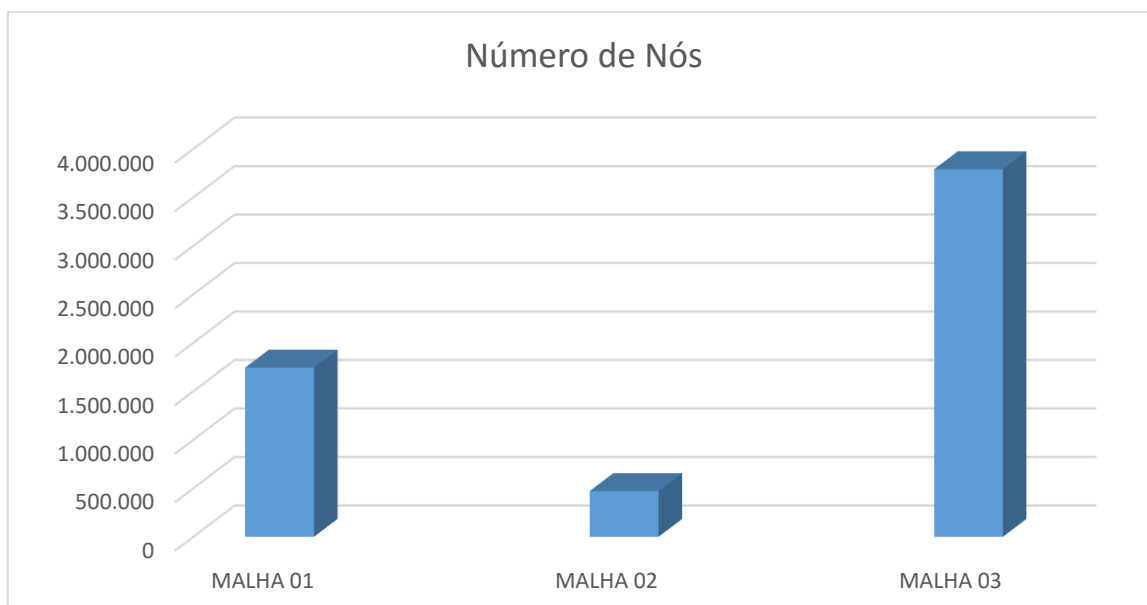


Figura A 5 - Número de nós nas três malhas analisadas.
Fonte: Elaborado pelo autor

Como mostrado no gráfico figura A5, a malha 03 possui 117,42% a mais de nós em relação a malha 01, e 705,58% a mais que a malha 02.

O gráfico da figura A6, mostra a *average*, ou seja, é um fator de qualidade que é calculado para cada um dos elementos do modelo (com exceção dos elementos de linha e ponto). O modelador de elementos finitos fornece uma qualidade métrica de malha que varia de 0 a 1. Esta média é baseada na razão entre o volume e o comprimento de aresta para cada elemento. Um valor de 1 indica um cubo perfeito ou quadrado, e 0 indica que o elemento tem um volume de 0 ou negativo.

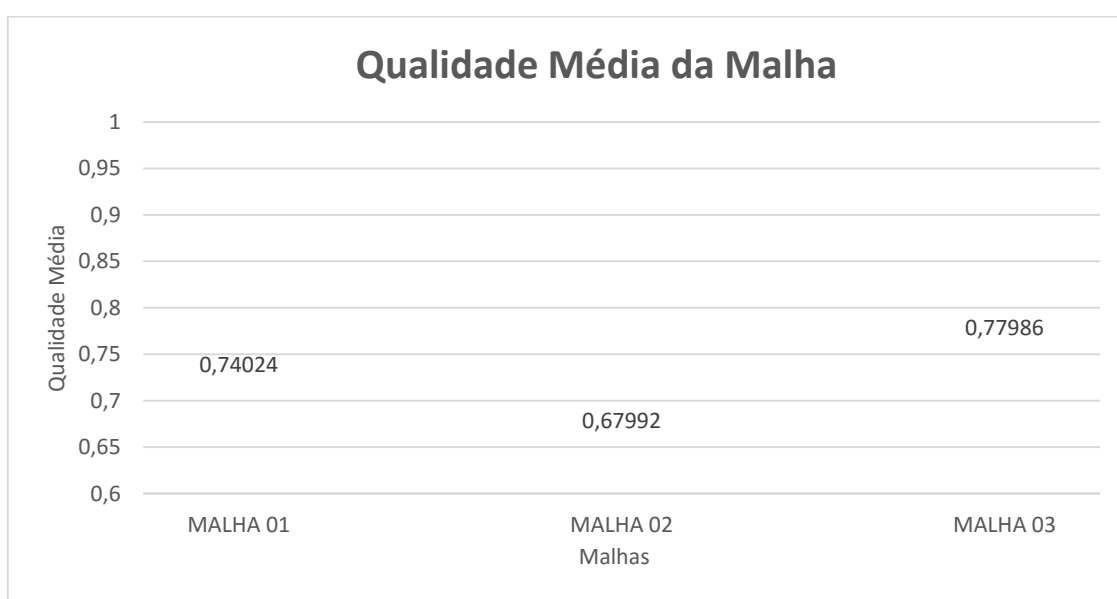


Figura A 6 - Qualidade média das três malhas analisadas.
Fonte: Elaborado pelo autor

A.2 CONDIÇÕES DE ANÁLISE.

Para realização do estudo de densidade de malha, utilizou-se uma condição padrão para os três casos. Como é possível ver na tabela.07, que foram as mesmas condições de análise de um dos casos do estudo principal.

A.3 CONSLUSÕES DO ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA

Além da análise dos critérios acima, levou-se em consideração também a atuação de tensões em pontos específicos do corpo e da tampa da válvula. A

tensão analisada foi a tensão total máxima em cada um desses caminhos para os três tamanhos de elementos, os caminhos analisados são expostos nas Figuras 17 e 18. Com isso, foi possível gerar um gráfico para analisar os dados, como mostrado no gráfico da Figura A7.

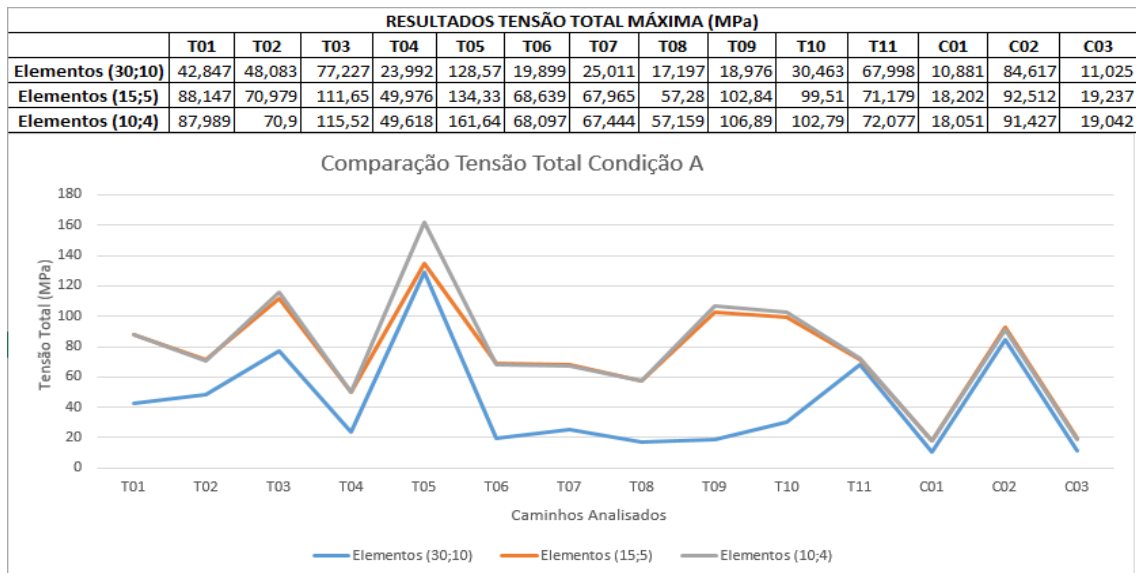


Figura A 7 - Comparação da tensão máxima encontrada nos pontos de análise para cada malha.

Fonte: Elaborado pelo autor

Como é possível identificar pela figura A7, as malhas 1 e 3, possuem valores muito próximos, obtendo a maior diferença no ponto T05, essa diferença é da ordem de 20,33%.

O último tópico a ser analisado neste estudo, será o tempo de simulação total para cada tamanho de elemento, sendo que, o custo computacional para estudos como este é uma variável de suma importância na escolha da malha. Como é possível ver na figura A8

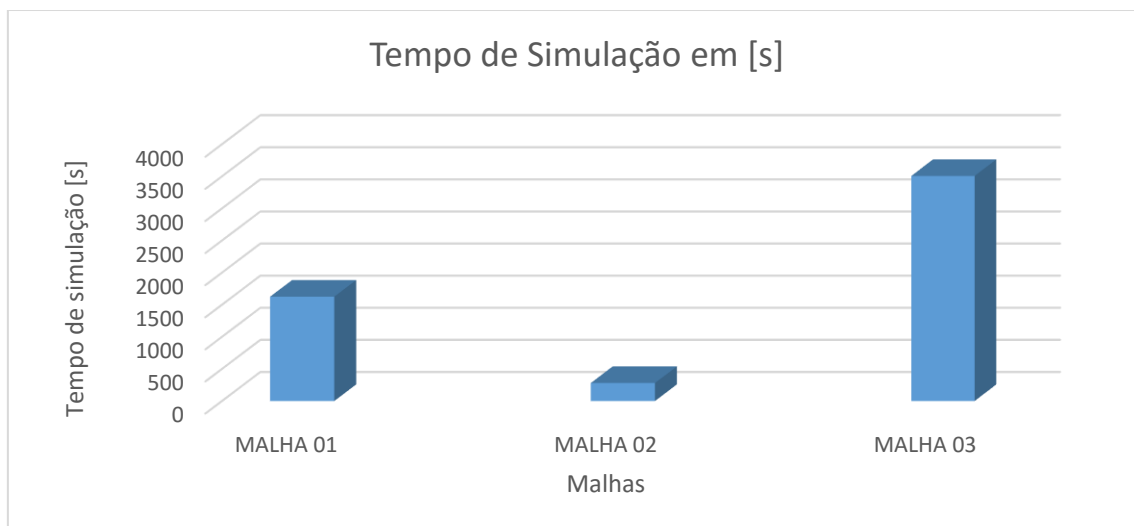


Figura A 8 - Tempo de simulação para as três malhas analisadas.
Fonte: Elaborado pelo autor

O gráfico da Figura A8, mostra o tempo de simulação em segundos para cada tamanho de elemento nas condições supracitadas. Nota-se que a malha 03 teve um tempo de simulação 115,77% maior que a malha 01, e 1148,9% a mais que a malha 02.

Assim, conclui-se que para o estudo que será realizado, é preferível a escolha da malha 01, devido a sua proximidade de resultados com a malha 03 e principalmente, por apresentar um custo computacional relativamente menor, sendo assim a melhor opção para este estudo.