

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Matheus Fonseca Claudino

Projeto de uma máquina de tração de 2.000 toneladas.

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Jaime Tupiassú Pinho de Castro

Rio de Janeiro,
Dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pela saúde e por guiar meus passos para concluir mais esta etapa da minha vida.

Agradeço aos meus pais, José Magno e Maria Aparecida, pelo exemplo que são para mim, por sempre levarem suas vidas baseadas em conceitos de honestidade e ética e por me proporcionar desde a minha infância a oportunidade de estudar nas melhores instituições de ensino, o que em nosso país é um privilégio.

Agradeço ao meu orientador, Jaime Tupiassú Pinho de Castro, pela paciência e pelos ensinamentos não somente para este projeto, mas em todo o curso de engenharia mecânica.

Agradeço à PUC-Rio e a empresa Brascabo pelo apoio concedido no desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

Este projeto consiste no desenvolvimento de uma máquina de tração com capacidade de 2.000 toneladas, que seja capaz de realizar ensaios de tração nos mais diversos equipamentos que operam sob tração da indústria offshore.

Serão estudadas neste projeto as partes da estrutura da máquina, que são cabeçotes de ancoragem, pistões hidráulicos, unidades hidráulica e vigas.

Palavras chaves: Máquina de tração, ensaios de tração, normas de ensaio, pistões hidráulicos

ABSTRACT

This project consists of a development of a 2,000 tonne traction bed test, which is capable of performing tensile tests of the most diverse equipment operating under the traction of the offshore industry.

Will be studied in this project as parts of the structure of the machine, which are anchoring heads, hydraulic pistons, hydraulic units and beams

Key-words: Traction machines, traction tests, test standards, hydraulic pistons.

Sumário

1.	Introdução.....	10
1.1.	Objetivos e motivações.	10
1.2.	Metodologia	10
2.	Contextualização de uma maquina de tração.....	10
2.1.	Tipos de maquina de tração.....	10
2.1.1.	Maquina vertical universal para ensaios mecânicos	10
2.1.2.	Maquinas de tração horizontal.....	11
2.2.	Ensaio de tração e ruptura na indústria do petróleo	12
2.2.1.	Exemplos de materiais testados.....	12
2.3.	Exigência de ensaios em normas	15
3.	Projeto de uma maquina de tração.....	16
3.1.	Contexto inicial	16
3.1.1.	Configuração da antiga máquina.....	17
3.2.	Opções de projeto.....	18
3.2.1.	Opção um: Máquina com cilindros e cabeçotes:	18
3.2.2.	Opção dois: Máquina com vigas com furos, cabeçote fixo móvel e quatro pistões.....	20
3.2.3.	Opção três: Máquina com vigas atuais reforçadas e com quatro pistões	24
3.3.	Configurações da máquina escolhida.....	26
3.3.1.	Análise das opções.....	26
3.3.2.	Configurações finais do projeto escolhido.....	27
3.3.2.1.	Cabeçotes	29
3.3.2.1.1.	Condições atuais dos cabeçotes	34
3.3.2.2.	Vigas.....	35
3.3.2.2.1.	Condições atuais das vigas.....	39
3.3.2.3.	Pistões	40

3.3.2.4. Unidade Hidráulica.....	42
3.3.3. Configurações da maquina	43
3.3.3.1. Capacidades dimensional em cada configuração.....	48
4. Análise teórica dos componentes da maquina de tração	49
4.1. Software de análise de elementos finitos	49
4.2. Cabeçotes	50
4.2.1. Resultados da simulação por elementos finitos	50
4.3. Vigas.....	56
4.3.1. Resistência à deformação plástica.....	56
4.3.2. Resistência à flambagem	58
4.3.3. Resultados da simulação por elementos finitos	61
4.4. Pistões	69
4.4.1. Resistencia da camisa à pressão interna	69
4.4.2. Resistencia da haste à flambagem.....	71
5. Custos do projeto.....	72
5.1. Orçamento inicial e projeção de custos.....	72
5.2. Gastos totais até o momento e projeções de gastos.....	73
6. Conclusão.....	73
7. Bibliografia	74

Lista de figuras

Figura 1 - Exemplos de máquinas universais para ensaios mecânicos	11
Figura 2 - Exemplo de máquina de tração horizontal	12
Figura 3 - Elevador de drill pipe.....	13
Figura 4 - Moitão de guindaste.....	13
Figura 5 - Spreader bars	14
Figura 6 - Lifting frame	14
Figura 7 - Cabos de aço e eslingas de cabo de aço	15
Figura 8 - Triplate	15
Figura 9: Vista lateral esquemática da máquina de tração atual.....	17
Figura 10: Pistões e cabeçote móvel	17
Figura 11: Cabeçote fixo e vigas	17
Figura 12: Pistões Hidráulicos.....	18
Figura 13: Vistas superior e lateral esquemática da máquina de tração	19
Figura 14: Viga sendo movimentada.....	21
Figura 15: Corte transversal da vista frontal da viga	21
Figura 16: Esquema da máquina com as vigas furadas, mostrando os reforços internos	22
Figura 17 - Corte transversal da vista frontal da viga reforçada.....	24
Figura 18: Cabeçote atual	25
Figura 19 - Local da nova máquina de tração	28
Figura 20 - Pórtico 60 toneladas	28
Figura 21: Vista isométrica do cabeçote antigo.....	30
Figura 22 - Vista isométrica frontal do cabeçote	31
Figura 23 - Vista isométrica traseira do cabeçote	31
Figura 24 - Vista frontal do cabeçote.....	32
Figura 25 - Vista lateral do cabeçote.....	32
Figura 26 - Vista superior do cabeçote.....	33
Figura 27 - Vista traseira do cabeçote.....	33
Figura 28 - Chapas de apoio das vigas e mãos francesas.....	34
Figura 29 - Chapas verticais internas dos cabeçotes.....	34
Figura 30 - Chapas de horizontais nove polegadas	34
Figura 31 - Chapas de nove polegadas	35

Figura 32 - Bolachas de reforço dos furos e tubo para alinhamento	35
Figura 33 - Vista isométrica viga original.....	36
Figura 34 - Vista frontal corte transversal da viga original.....	36
Figura 35 - Vista frontal das vigas	37
Figura 36 - Vista isométrica viga de três metros	38
Figura 37 - Vista isométrica viga de seis metros	38
Figura 38 - Vista isométrica viga de nove metros.....	39
Figura 39 - Vigas reforçadas com 18 metros.....	40
Figura 40 - Vista isométrica do pistão novo	41
Figura 41 – Vista lateral do corte longitudinal do pistão novo	41
Figura 42 - Vista frontal do pistão novo.....	42
Figura 43 – Vista isométrica máquina pistões e cabeçote	44
Figura 44 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 3 metros	45
Figura 45 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 6 metros	45
Figura 46 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 9 metros	46
Figura 47 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 3 metros e 6 metros	46
Figura 48 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 3 metros e 9 metros	47
Figura 49 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 6 metros e 9 metros	47
Figura 50 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 3 metros, 6 metros e 9 metros	48
Figura 51 - Condição de apoio de colunas.....	59
Figura 52 - h e b para almas e abas das vigas.....	60
Figura 53 - Vista isométrica simulação viga de três metros	61
Figura 54 - Vista lateral simulação viga de três metros.....	62
Figura 55 - Vista isométrica simulação viga de 6 metros	62
Figura 56 - Vista lateral simulação viga de 6 metros.....	63
Figura 57 - Vista isométrica simulação viga de 9 metros	63
Figura 58 - Vista lateral simulação viga de 9 metros.....	64
Figura 59 - Vista lateral deslocamento na direção x.....	65
Figura 60 - Vista isométrica deslocamento direção y	66
Figura 61 - Vista lateral deslocamento na direção z.....	67

Figura 62 - Vista lateral deformação aumentada.....	68
Figura 63 - Vista isométrica deformação aumentada.....	68

1. Introdução

1.1. Objetivos e motivações.

O objetivo geral deste trabalho é, analisar estrutura e montagem de componentes de uma máquina de tração de 2000 toneladas.

1.2. Metodologia

O presente trabalho é constituído de oito capítulos que visam detalhar todo o processo de desenvolvimento e construção de um veículo aéreo não tripulado. Nos parágrafos adiante, o escopo de cada capítulo será brevemente apresentado.

O capítulo 1 se resume à descrição do que este projeto propõe e o motivo para a escolha deste tema. Pretende-se nesta seção, apresentar ao leitor as razões que me levaram a explorar esse assunto.

O segundo capítulo pretende apresentar e contextualizar a utilização de uma máquina de tração na indústria offshore. O objetivo desta seção introdutória é tornar o leitor mais familiarizado com o tema.

No terceiro capítulo, serão apresentadas as opções de projeto e também irá detalhar as configurações do projeto escolhido.

O capítulo 4 apresentará as análises de tensões de cada parte da estrutura da máquina de tração.

O quinto capítulo, será apresentada a parte de custos do projeto, para contextualizar o leitor com esta dificuldade do projeto.

Finalmente, no sexto capítulo, uma conclusão será escrita com o intuito de ressaltar os principais pontos abordados durante a elaboração deste trabalho.

2. Contextualização de uma máquina de tração

2.1. Tipos de máquina de tração

2.1.1. Máquina vertical universal para ensaios mecânicos

Este tipo de máquina é usualmente utilizada para ensaios em corpos de prova, para análise de um tipo de material, tipos de liga e outros ensaios que testem o material que compõe uma peça ou equipamento. Devido ao seu elevado nível de refinamento mecânico ela consegue apresentar dados mais precisos, para análises mais minuciosas, como limites elásticos e plásticos do material, deformações precisas, dentre outras. Esse tipo de máquina pode ser

de funcionamento eletromecânico ou hidráulico e é geralmente encontrado em laboratórios de para estudos acadêmicos ou em laboratórios de pesquisa para a indústria.



Figura 1 - Exemplos de máquinas universais para ensaios mecânicos [1]

2.1.2. Máquinas de tração horizontal

Este tipo de máquina é utilizada pra ensaios em peças, estruturas, equipamentos, entre outros. A finalidade desta maquina é testar os materiais situações semelhantes às de trabalho colocando a peça a ser testadas em seus níveis máximos de carga. Os testes realizados por maquinas horizontais são em sua maioria para garantir a operacionalidade dos equipamentos, ou comparar resultados obtidos com testes (ruptura ou quebra) com resultados calculados ou oferecidos em certificados. Os dados gerados por este tipo de maquina são em sua maioria menos precisos que os das maquinas verticais universais de ensaios gerais, pois trabalham com materiais muito pesados que não precisam de uma precisão tão refinada.



Figura 2 - Exemplo de máquina de tração horizontal [2]

2.2. Ensaios de tração e ruptura na indústria do petróleo

A indústria do petróleo utiliza uma grande gama de equipamentos que operam sob tração, estes equipamentos estão sempre ligados a operações críticas, como sustentação de linha de perfuração, içamento de cargas, atracagem, ancoragem, movimentações com guindastes, lançamento de ROVs, lançamento de linhas flexíveis e inúmeras outras.

Para garantir o funcionamento pleno destes equipamentos as empresas seguem normas que definem processos periódicos de ensaios mecânicos (destrutivos e não destrutivos) e ensaios de END (Ex: partícula magnética e líquido penetrante).

Assim, é possível concluir que a máquina de tração é um equipamento fundamental para a indústria do petróleo e que com o início das operações de perfuração e exploração do pré-sal onde equipamentos utilizados são cada vez mais robustos e suportam cargas cada vez maiores, surge à necessidade de máquinas de tração com cada vez mais capacidade de carga. E é nesta nova demanda que este projeto se encaixa.

2.2.1. Exemplos de materiais testados



Figura 3 - Elevador de drill pipe

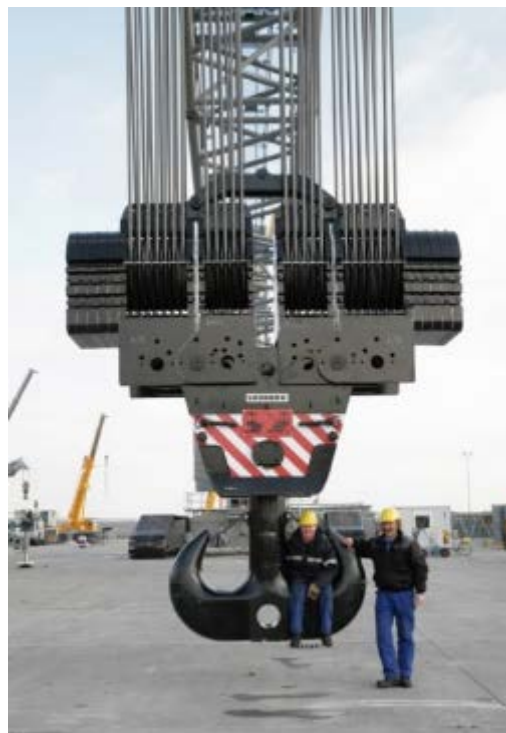


Figura 4 - Moitão de guindaste



Figura 5 - Spreader bars



Figura 6 - Lifting frame



Figura 7 - Cabos de aço e eslingas de cabo de aço



Figura 8 - Triplate

2.3. Exigência de ensaios em normas

A indústria offshore é um dos ramos que mais se preocupa com segurança, isto porque os riscos nas operações offshore são imensos. Por isso se cada parte de qualquer operação offshore não for tratada com todo cuidado necessário, acidentes graves podem ocorrer, gerando perdas humanas e financeiras.

Tendo em vista estes riscos citados, toda a indústria offshore se organizou para trabalhar em cima de processos rigorosos que tem normas internacionais como referência. É ai que a máquina de tração entra no contexto, muitas destas normas ou até processos internos de segurança de

cada empresas, exigem que sejam feitos ensaios de carga em equipamentos que operam sob tensões e esses ensaios podem ser certificação para operação, recertificação periódica para operação, ensaios destrutivos de equipamentos, ensaios destrutivos de amostras, ensaio para confirmar reações previstas, dentre outras infinidades de ensaios.

Algumas das normas que exigem teste de carga são:

- DNV standard for certification 2.22
- ABNT NBR ISO 3108 – Determinação de carga para cabos de aço para uso geral
- ABNT NBR 13541 Parte 1 – Requisitos e métodos de ensaio
- DNV 2.7-1 – Standard Certification For Offshore Containers
- DNV 2.7-3 – Standard Certification For Offshore Portable Units

3. Projeto de uma maquina de tração

3.1. Contexto inicial

A empresa Brascabo que se situa no centro da indústria do petróleo no país, em Macaé, tem desde 1998 em seu portfólio de serviços uma máquina de tração com capacidade de 1100 tf. Porém, com o passar do tempo houve uma crescente demanda por testes de carga em equipamentos e ensaios de ruptura de cabos de aço cada vez maiores, com capacidades acima de 1100 tf, além disso, a antiga maquina de tração de 1998 começou a sentir o peso da idade. A máquina começou a apresentar defeitos recorrentes, devido ao desgaste de tantas operações já realizadas. A unidade hidráulica com tecnologia já ultrapassada e com perdas de pressão nos cilindros demora a alcançar grandes cargas e bancada de operação tem comandos ultrapassados.

Com a apresentação destes problemas sentiu-se a necessidade de evoluir, melhorar a antiga máquina, diversificar as opções de testes. E isto que motivou a criação deste projeto, que é desenvolver uma maquina de tração moderna que atenda as novas demandas do mercado e que faça a empresa Brascabo continuar a ser referência no mercado de ensaios de tração para a indústria offshore.

3.1.1. Configuração da antiga máquina

A configuração da máquina de tração antiga é a seguinte: Duas vigas de 18 metros, um cabeçote fixo em uma extremidade das vigas, dois pistões hidráulicos dupla ação na outra extremidade das vigas, um cabeçote móvel empurrado pelos pistões e uma unidade hidráulica com bombas de baixa e alta pressão que mandam o óleo hidráulico para os pistões.



Figura 9: Vista lateral esquemática da máquina de tração atual



Figura 10: Pistões e cabeçote móvel



Figura 11: Cabeçote fixo e vigas

3.2. Opções de projeto

Os primeiros pensamentos sobre como faríamos a nova máquina vieram com a aquisição em 2016 de dois pistões hidráulicos com 10 metros de comprimento cada um, esses pistões foram adquiridos de uma grande empresa de perfuração de poços de petróleo. A história destes pistões é a seguinte: eles vieram para o Brasil como tensionadores de risers de perfuração reservas de uma sonda de perfuração, porém o contrato da sonda em que eles eram reservas se encerrou, os tensionadores principais nunca tiveram problemas e os reservas nunca chegaram a ser utilizados e para a empresa dona dos pistões descartá-los seria mais barato que retornar com eles para o país de origem, foi quando surgiu a oportunidade da aquisição destes pistões pela Brascabo. Sabia-se que os pistões seriam de grande utilidade para aquela ideia de projeto da nova máquina de tração e que pela estrutura e pelo tipo de serviço que eles foram projetados, eles atenderiam de alguma forma as cargas requeridas neste projeto. E a partir desta aquisição que as ideias começaram a ir para o papel.



Figura 12: Pistões Hidráulicos

Três configurações possíveis da máquina foram pensadas, este tópico irá apresentar estas configurações, também apresentará os prós e contras de cada uma e analisará os fatores mais decisivos para a escolha ou descarte do projeto.

3.2.1. Opção um: Máquina com cilindros e cabeçotes:

Esta foi a primeira opção a ser pensada, pela sua simplicidade, pois o tempo de produção, o custo e a complexidade eram baixos. A configuração desta máquina seria a mais simples possível: dois cabeçotes (um fixo e um móvel), os dois pistões de 10 metros e uma unidade hidráulica. Os pistões nesta máquina fariam o trabalho de estrutura de reação, papel das vigas na atual máquina e também seriam obviamente o atuador hidráulico da máquina, empurrando o cabeçote móvel para gerar a tração. Além de toda simplicidade já comentada, esta máquina também apresentaria um grande diferencial de

poder ser adaptada para ser transportada e com isso ser instalada facilmente em qualquer lugar. Duas carretas seriam o suficiente para carregar todos os componentes, pistões, cabeçotes, unidade hidráulica e acessórios encurtadores. Esta facilidade faria com que os clientes da Brascabo pudessem ser atendidos em suas próprias bases, quando seus materiais não tivessem a condição de ser transportados até a base da Brascabo. A figura 13 é um desenho esquemático com vistas superior e lateral de como seria esta máquina, com os cabeçotes nas extremidades e os pistões apoiados em abraçadeiras.

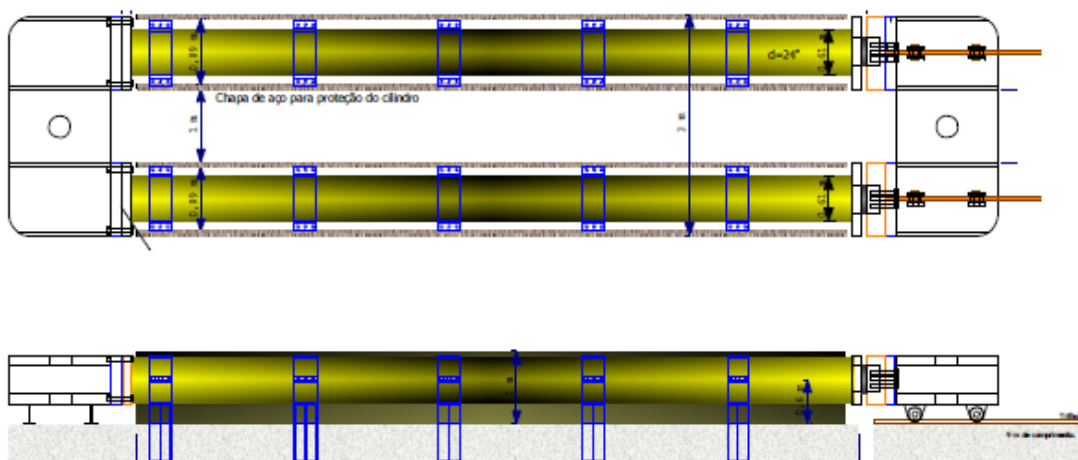


Figura 13: Vistas superior e lateral esquemática da máquina de tração

Prós:

- Baixo custo de fabricação, pois todos os componentes da máquina já estavam praticamente prontos e pagos (pistões e cabeçotes).
- Simplicidade de montagem, poucos ajustes precisariam ser feitos nos pistões e cabeçotes.
- Baixo custo para adaptação dos pistões, como os pistões já eram dupla ação teríamos que trocar apenas alguns itens básicos como: vedação da haste, êmbolo, vedação do êmbolo, anel raspador, flange, conexões e outros.
- Unidade hidráulica não tão complexa, pois seriam apenas dois pistões dupla ação.

- Máquina poderia se deslocar da base da Brascabo, para serviços na base de clientes.

Contras:

- Máquina ficaria com comprimento de operação reduzido ao comprimento dos pistões com as hastes, o que reduziria a gama de equipamentos que a máquina seria capaz de testar.
- Precisaria de acessórios encurtadores para equipamentos menores que o comprimento das camisas dos pistões, ou seja, menores que 10 metros, maior parte dos equipamentos e materiais testados pela Brascabo.
- Carga segura de trabalho inferior à esperada. Para operar com segurança a máquina não alcançaria carga de trabalho superior a da atual máquina de tração.

3.2.2. Opção dois: Máquina com vigas com furos, cabeçote fixo móvel e quatro pistões.

Esta máquina é a mais complexa, a configuração dela é como a da máquina de tração atual, porém com as vigas mais reforçadas e com furos para a ancoragem de um cabeçote fixo móvel e com quatro pistões com 5 metros vindos dos dois pistões de 10 metros.

Para entender melhor esta opção, é preciso apresentar um pouco da estrutura das vigas que compõem a máquina antiga. As vigas da máquina antiga foram fabricadas em 1998 utilizando duas vigas I cada, formando de certa forma uma grande viga I com duas almas. As vigas são compostas por três chapas, duas de uma polegada e meia na horizontal e uma alma de meia polegada, também são utilizadas chapas de três polegadas na frente e atrás das vigas, para fecha-las e servir de ponto de apoio para os pistões e cabeçote fixo. As figuras 14 e 15 irão ajudar a entender melhor a disposição destas vigas I.



Figura 14: Viga sendo movimentada

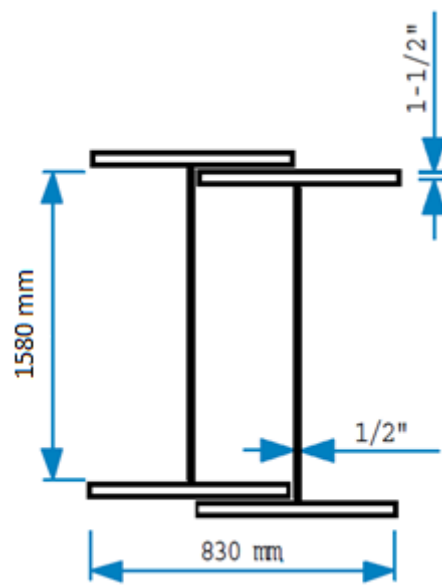


Figura 15: Corte transversal da vista frontal da viga

Como a imagem 16 sugere, as vigas teriam dois furos a cada metro que serviriam como pontos de ancoragem para o cabeçote fixo, que iria se locomover por trilhos dentro das próprias vigas. Porém para que a estrutura aguentasse a carga máxima de operação com o cabeçote ancorado por pinos nos furos das vigas um grande reforço teria que ser feito. Feitas algumas análises foi visto que para uma operação segura, toda a viga precisaria ser reforçada com mais duas almas de no mínimo uma polegada de espessura. Os furos seriam de seis polegadas e seriam utilizados tubos com paredes de uma polegada e um oitavo para que não houvesse nenhum amassamento, além disso, também teria que reforçar em volta de cada furo com nervuras para que se pudesse dissipar as altas concentrações de cargas e não rasgar as quatro almas das vigas. Para estes reforços nas vigas seriam gastos muitas toneladas

de chapas e tubos e a quantidade de soldas também seria grandíssima, logo o custos só das vigas seria altíssimo.

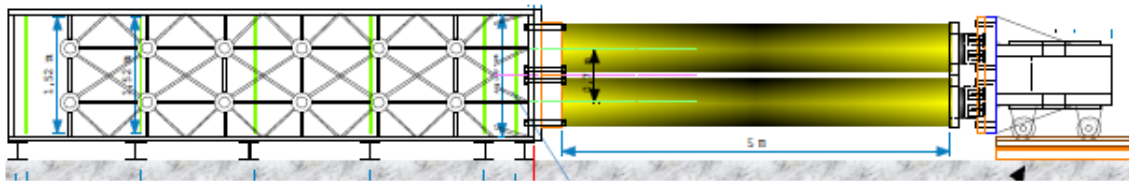


Figura 16: Esquema da máquina com as vigas furadas, mostrando os reforços internos

O cabeçote fixo também seria um desafio, pois sua estrutura teria que suportar cargas em direções diferentes, na direção do outro cabeçote e na transversal em direção aos pinos de ancoragem nas vigas. Logo, a estrutura teria que ser reforçada nos dois sentidos, o que não ocorre com um cabeçote fixo na extremidade das vigas, que sua estrutura recebe ação e reação das cargas apenas em uma direção. Todo esse reforço na estrutura do cabeçote também nos leva a outro problema, pesando no mais de 30 toneladas esse cabeçote teria que se locomover dentro das vigas, ou seja, teria que se projetar um motor forte o suficiente para que possa o locomover. Os pinos que fariam a ancoragem também seriam muito pesados, o que também levaria a projetar um sistema hidráulico ou pneumático para deslocá-los para os furos, gerando mais custos de fabricação e manutenção no futuro. Logo, para a construção deste cabeçote fixo móvel o custo também seria altíssimo.

Como citado na sessão **3.2.1**, somente os dois pistões como atuadores hidráulicos do sistema não seriam capazes de superar a capacidade de carga da máquina antiga de tração. Portanto para que se consiga atingir o objetivo seria necessário transformar estes dois pistões em quatro e assim então, com os quatro pistões atuando em conjunto, a capacidade de carga seria a esperada para o projeto. Logo, para transforma-los em quatro pistões, seriam aproveitados, praticamente, somente as camisas e as hastes, seria necessário corta-las e a partir delas fabricar novos pistões do zero praticamente, com novos êmbolos, flanges, válvulas. Os únicos elementos que seriam aproveitados além das camisas e hastes seriam dois apoios nas extremidades das hastes e dois fundos de pistão, porém teriam que ser fabricados também os outros dois de cada que faltariam.

Prós:

- Máquina dispensa acessórios encurtadores para ensaios em equipamentos acima de 5 metros.
- Máquina de fácil montagem do ensaio, devido ao ajuste de comprimento acima de 5 metros.
- Máquina de grande complexidade mecânica, com operações automatizadas do cabeçote fixo móvel, traria status para a Brascabo e os clientes sentiriam uma grande confiança.

Contras:

- Tempo de fabricação.
- Complexa reforma das vigas, adicionando almas, tubos, furos, reforços, trilhos e outros.
- Custos muito altos de reforma das vigas, compra de chapas de aço, tubos de aço, material de solda e horas de trabalho de soldadores.
- Complexa reforma nos pistões, corte das camisas e hastes, novos êmbolos, flanges, válvulas, dois novos fundos e apoios, entre outros.
- Custo muito elevado com a reforma dos pistões, com contratação de empresa especializada para execução dos serviços.
- Unidade hidráulica complexa para alimentar os quatro pistões de maneira igual.
- Alto custo para aquisição de unidade hidráulica.
- Alto custo para movimentação das vigas, pois cada uma pesaria mais de cinquenta toneladas e nossos guindastes e carretas não tem capacidade para tal carga.
- Necessidade de reforço no piso onde as vigas ficaram.
- Necessidade de reforço estrutural no cabeçote móvel atual.
- Cabeçote fixo móvel altamente complexo, estrutura muito reforçada, motor para locomoção, pinos de ancoragem, sistema hidráulico ou pneumático para ancoragem, entre outros.
- Alto custo de fabricação do cabeçote fixo móvel.
- Necessidade reforço estrutural nos acessórios encurtadores atuais para ensaios abaixo de 5 metros.

3.2.3. Opção três: Máquina com vigas atuais reforçadas e com quatro pistões

Esta máquina seria a opção meio termo em questão de custo, complexidade e tempo de fabricação, teria a capacidade desejada, porém não teria algumas facilidades operacionais em relação à com cabeçote fixo móvel.

Com as vigas da máquina antiga têm-se condições de atingir as duas mil toneladas esperadas, porém a margem de segurança seria bastante reduzida. Com isso seria necessário reforça-las, de maneira simples e sem custos muito altos. Esse reforço seria a introdução de mais duas almas de meia polegada em cada viga, o que aumentaria muito a resistência à compressão e daria novamente uma boa margem de segurança para operar com tranquilidade. A imagem abaixo mostra como ficariam as vigas numa vista frontal interna, com o incremento de mais duas almas de meia polegada, levando nossas vigas a seguinte configuração, quatro chapas na horizontal de uma polegada e meia e quatro almas de meia polegada. Não esquecendo que a figura 17 é um corte transversal da vista frontal e que nas extremidades existem chapas de três polegadas onde são apoiados o cabeçote fixo e os pistões, dão o equilíbrio às vigas e distribuem as forças recebidas.

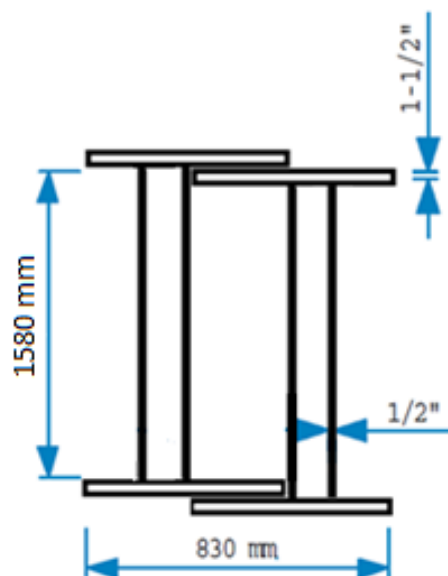


Figura 17 - Corte transversal da vista frontal da viga reforçada

Os cabeçotes atuais são feitos com chapas horizontais de seis polegadas para resistir à tração, reforçado de oito chapas de duas polegadas na vertical para resistir à flexão e bolachas de uma polegada em volta dos furos

de oito polegadas. Assim como as vigas os cabeçotes teriam que ser reforçados, para não trabalharem no limite, os reforços seriam feitos com a inclusão de chapas espessas na transversal e longitudinal, também seria aumentada a distancia entre as chapas horizontais para poder ancorar materiais mais espessos. Também seria necessário aumentar o furo, pois seria necessário um pino de no mínimo doze polegadas para resistir à flexão gerada pela carga máxima de operação. No capítulo de análises serão apresentados os cálculos e simulações com todos os componentes.



Figura 18: Cabeçote atual

Os acessórios encurtadores, como o nome já diz, são para encurtar a máquina de tração. Como os dois cabeçotes da máquina atual ficam a no mínimo vinte metros de distancia um do outro, são necessários estes acessórios para realizar testes de equipamentos com comprimentos inferiores ao mínimo. Este acessório hoje consiste em uma viga caixão com paredes de três polegadas e meia e furos de oito polegadas nas vigas superior e inferior a cada meio metro, com isso pode-se realizar testes de equipamentos de comprimentos variados. Estes acessórios são chamados de vigas perfuradas. Estas vigas perfuradas correm na máquina antiga sobre roletes e são movimentados para frente e para trás com um cabo de aço que passa por uma roldana e é puxado por uma ponte rolante, de maneira bem simples. O que teria que ser feito para esta máquina, seria reforçar estas vigas perfuradas de tal forma que aguentem as duas mil toneladas força de capacidade como esperado, o que não é um projeto trivial.

Para fazer a ancoragem nas vigas perfuradas usa-se um acessório chamado de H, que funciona como um cabeçote de ancoragem, estes H são

feitos com duas chapas bem espessas na horizontal e uma na vertical, formando um H. Este H tem dois furos de cada lado, dois para conectar na viga perfurada e os outros dois para ancorar o equipamento a ser testado.

Prós:

- Projeto não é altamente complexo.
- Projeto utilizaria todos componentes estruturais da atual máquina.
- Reforço simples das vigas, reforçando apenas com duas almas de meia polegada em cada uma.
- Custo e tempo de fabricação não tão altos para reforço das vigas, chapas mais leves e menor tempo e quantidade de soldas.
- Máquina não ficaria presa a essa reforma, ainda poderíamos melhora-la com o tempo.
- Máquina muito robusta e de comportamento muito seguro.

Contras:

- Máquina de operação não tão simples, utilizando acessórios encurtadores para praticamente todos os testes.
- Reforço estrutural nos cabeçotes atuais.
- Complexa reforma nos pistões, corte das camisas e hastes, novos êmbolos, flanges, válvulas, dois novos fundos e apoios, entre outros.
- Custo muito elevado com a reforma dos pistões, com contratação de empresa especializada para execução dos serviços.
- Unidade hidráulica complexa para alimentar os quatro pistões de maneira igual.
- Alto custo para aquisição de unidade hidráulica.
- Reforço estrutural dos acessórios encurtadores e fabricação de novos.
- Alto custo com acessórios encurtadores.

3.3. Configurações da máquina escolhida

3.3.1. Análise das opções

Para a escolha da máquina foram analisados todos os pontos prós de contras das opções de projeto. O primeiro projeto a ser descartado foi a primeira opção, da máquina somente com os pistões, pois sem aumento da capacidade de carga da máquina não tinha porque continuar a dar

continuidade neste projeto, mesmo que o baixo custo de fabricação seja um grande atrativo.

Após este primeiro descarte sobram duas opções, a máquina com o cabeçote ajustável (muito moderna) e a máquina com vigas simplesmente reforçadas. Porém junto com estas opções veio também à crise dos anos de 2016 e 2017, que afetou de maneira agressiva a economia do país, principalmente para a indústria do petróleo, que viveu sua pior fase nestes anos. Com isso o orçamento teve que ser reduzido, focando os recursos da empresa onde não tinha opções, a fabricação dos quatro pistões vindos dos dois grandes e aquisição de unidade hidráulica. Os outros componentes como vigas e cabeçotes seria mais fácil para conseguir, pois a Brascabo dispõe de mão de obra para grande parte da montagem e para as partes mais complexas, como caldeiraria e usinagem utilizaria empresas parceiras. Levando estes pontos citados em consideração, restou uma opção, a terceira, que é uma máquina meio termo em custos e operação.

3.3.2. Configurações finais do projeto escolhido

Como em qualquer projeto, surgiram ideias de aprimoramento dos pensamentos iniciais. Um dos pontos mais críticos apresentados, são os acessórios de encurtamento e após decidir o local de instalação da máquina, na parte interna dos trilhos de um pórtico de 60 toneladas de capacidade, foi visto que se as vigas de 18 metros fossem divididas em seções, estas seções seriam facilmente movimentadas, assim como o cabeçote fixo e teria condição de configurar a máquina da melhor maneira para o teste, sem ter a necessidade que fabricar pelo menos 25 metros de acessórios de encurtamento.



Figura 19 - Local da nova máquina de tração



Figura 20 - Pórtico 60 toneladas

Outro ponto do projeto que também foi mudado após a escolha do projeto foram os cabeçotes. Foi visto que para adaptar os cabeçotes da máquina antiga, o custo seria similar ao de fabricar cabeçotes novos e o ganho operacional também seria grande, pois se tem a oportunidade de projetar da melhor maneira possível para operação.

Após esta pequena introdução, será apresentado o dimensionamento de cada componente da máquina separadamente e depois a união todas as partes.

3.3.2.1. Cabeçotes

Projetar os cabeçotes de ancoragem é uma das partes mais importantes do projeto da máquina, pois são os cabeçotes que controlam a largura da máquina e a facilidade ou dificuldade de ancoragem do equipamento a ser testado, ou seja, é um componente decisivo na capacidade operacional da máquina da tração.

O projeto dos cabeçotes começou pensando-se na capacidade máxima de 2.000 toneladas que é desejada para a máquina de tração e com essa capacidade estudar que tipos de equipamentos seriam ancorados nos cabeçotes quando forem testados com carga máxima, foi pesquisado o dimensional de soquetes, manilhas, anéis, links, entre outros acessórios de ancoragem, garantindo assim capacidade dimensional de ancoragem de todos estes itens para cargas de até 2.000 toneladas. A largura dos cabeçotes foi limitada pela largura dos trilhos do pórtico, cinco metros. Por fim com estas variáveis projetamos o dimensional das chapas da estrutura do cabeçote para que com o dimensional desejado atinja a capacidade máxima com um fator de segurança aceitável, será abordado mais o assunto nas análises no capítulo 4. Será apresentado o cabeçote antigo para que se possa mostrar a melhora entre o antigo e o novo. A figura 21 mostra a configuração do cabeçote antigo, eram compostos por duas chapas de cinco polegadas na horizontal, oito chapas de duas polegadas na vertical entre as chapas na horizontal, duas bolachas de duas polegadas e meia de espessura em volta dos furos (uma na parte de cima do furo superior e outra na parte de baixo do furo inferior), quatro chapas de reforço de duas polegadas (duas na chapa superior e duas na inferior), duas chapas de cinco polegadas na vertical para apoio das vigas e

pistões e dois furos de nove polegadas, o cabeçote pesa sete toneladas. A abertura entre as chapas é de 350 mm e a largura interna da máquina com este cabeçote é de 1.300 mm.

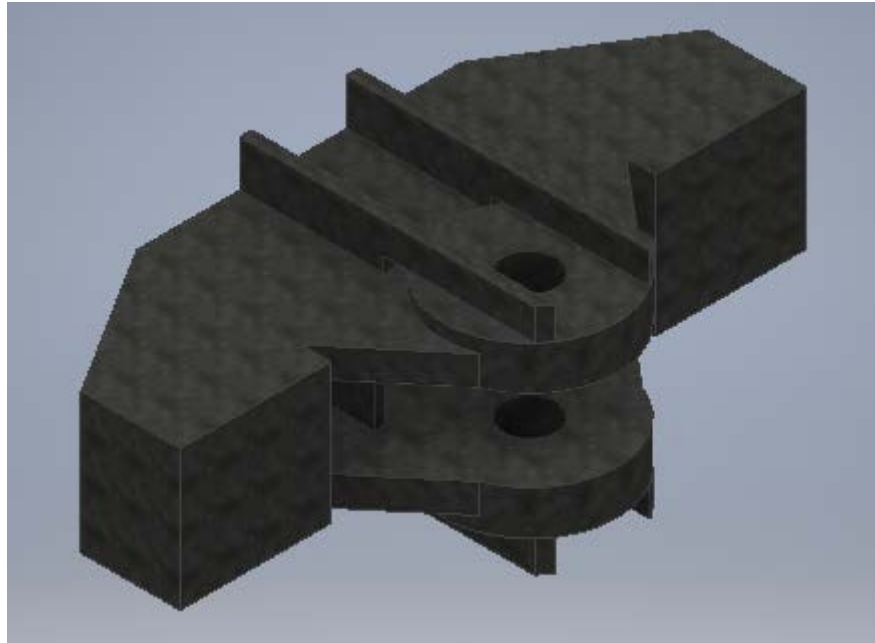


Figura 21: Vista isométrica do cabeçote antigo

Os cabeçotes foram projetados da maneira mais simples possível, sem muita complexidade de cortes e montagem como o cabeçote antigo, com isso foi possível reduzir os custos de fabricação dos cabeçotes. O cabeçote será composto por duas chapas de nove polegadas na horizontal com furos de doze polegadas e meia no centro, quatro chapas de cinco polegadas na vertical, duas chapas de cinco polegadas para apoio das vigas e pistões e duas bolachas de duas polegadas nos furos para reforço contra amassamento.

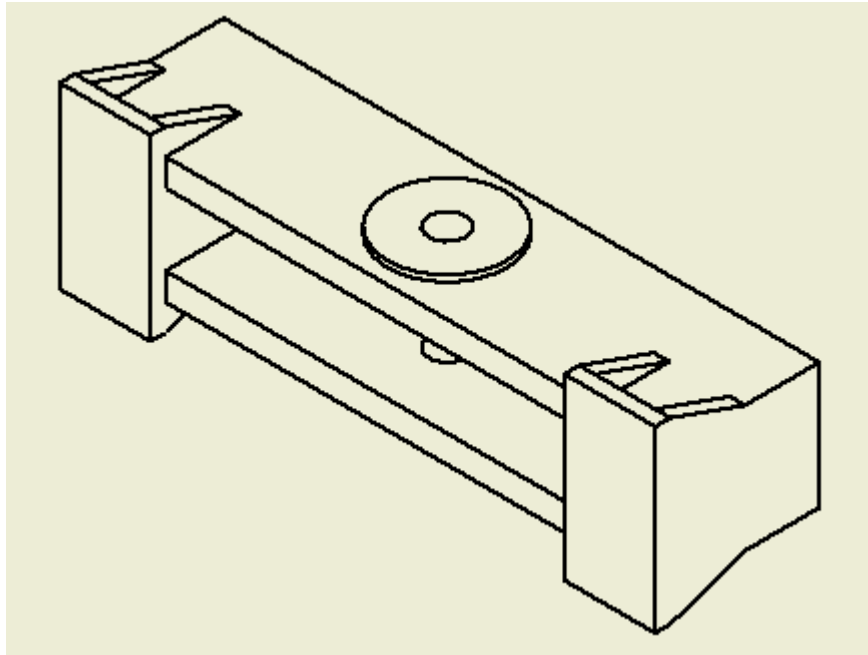


Figura 22 - Vista isométrica frontal do cabeçote

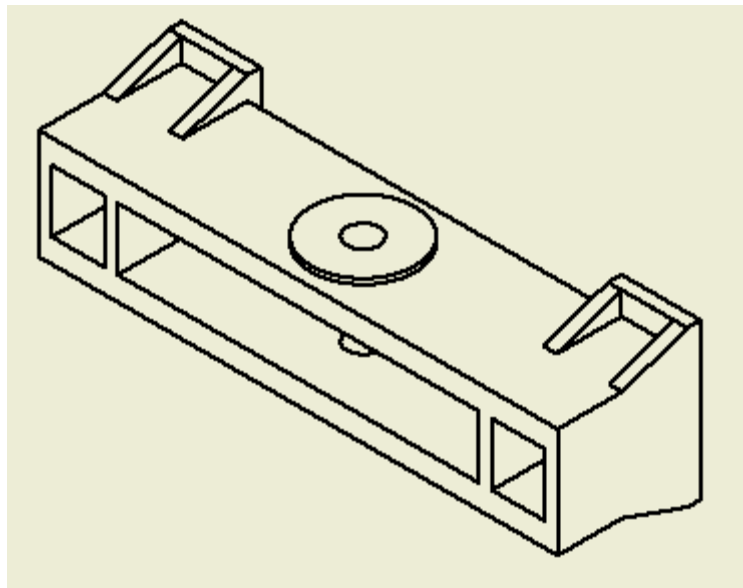


Figura 23 - Vista isométrica traseira do cabeçote

As vistas isométricas apresentadas nas figuras 22 e 23 são para ilustrar a descrição feita no parágrafo anterior, serão apresentadas as vistas lateral, frontal, traseira e superior do cabeçote com suas devidas cotas, todas em milímetros, para que se possa ter uma ideia do dimensional real destes cabeçotes.

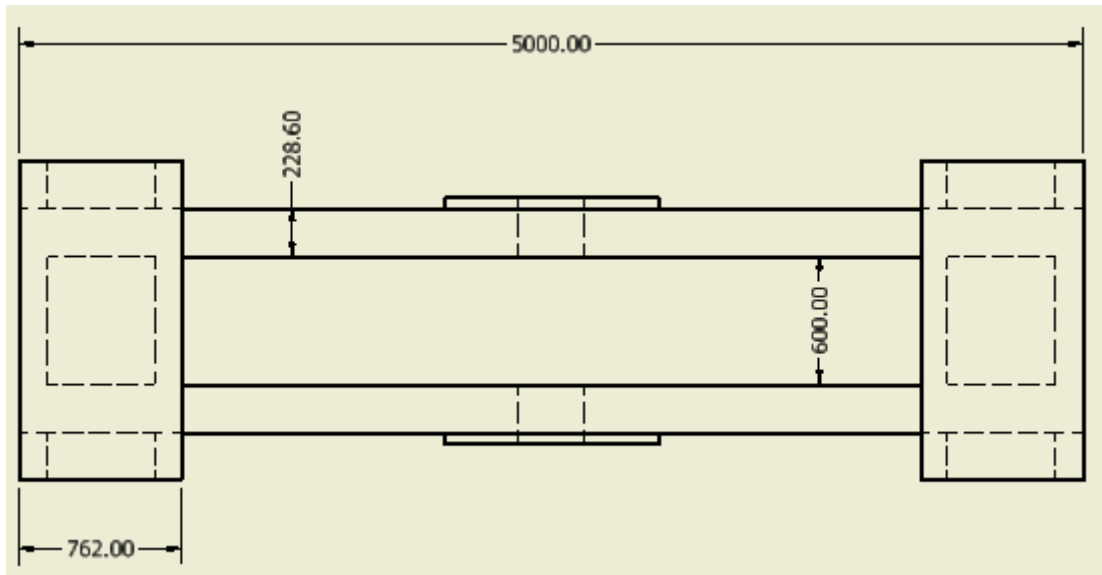


Figura 24 - Vista frontal do cabeçote

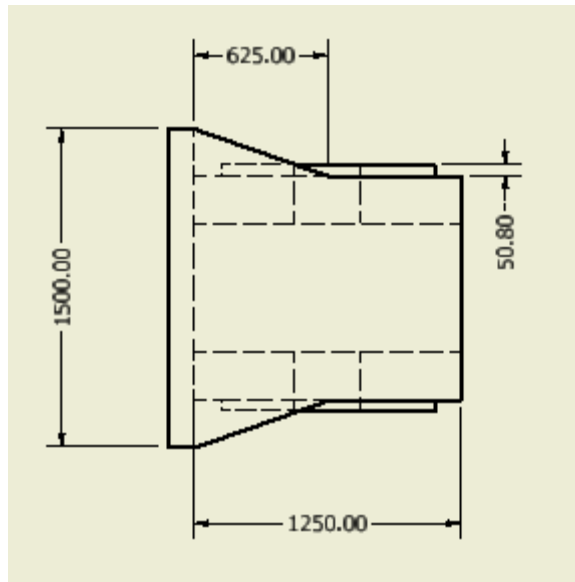


Figura 25 - Vista lateral do cabeçote

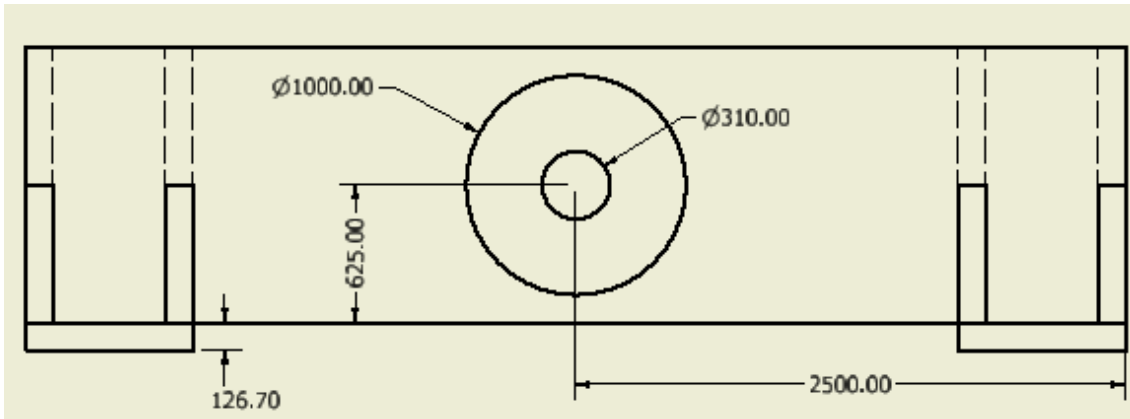


Figura 26 - Vista superior do cabeçote

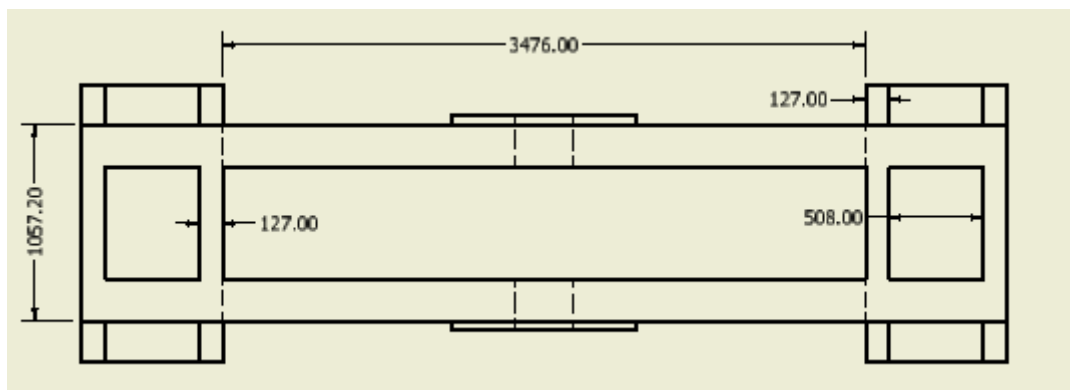


Figura 27 - Vista traseira do cabeçote

Analisando as figuras das vistas com cotas podemos observar que:

- Com a largura total de cinco metros, conseguimos uma largura interna na máquina de aproximadamente três metros e meio, o que a coloca com uma das mais largas máquinas de tração do Brasil.
- O furo central tem 310 mm de diâmetro, onde o projetamos com aproximadamente 5 mm de folga para o maior pino a ser utilizado na máquina, que medirá 304,8 mm (12”).
- A distância entre as chapas horizontais é de 600 mm, que nos proporciona capacidade de ancoragem de praticamente todos os acessórios de ancoragem até 2000 t.
- A distância entre as chapas verticais internas é da mesma largura da máquina, o que junto com a distância entre as chapas horizontais, nos dão uma grande área livre no meio do cabeçote, o que facilita muito a montagem dos equipamentos a serem testados na máquina.

3.3.2.1.1. Condições atuais dos cabeçotes

Os cabeçotes estão em fase de montagem, todas as chapas já foram todas compradas e já chegaram. Foram tratadas superficialmente para não ocorrer corrosões superficiais e também foi adquirido um tubo da largura dos furos, para alinhamento na montagem. As figuras 28, 29, 30, 31 e 32 mostram as chapas tratadas e o tubo para alinhamento.



Figura 28 - Chapas de apoio das vigas e mãos francesas



Figura 29 - Chapas verticais internas dos cabeçotes



Figura 30 - Chapas de horizontais nove polegadas



Figura 31 - Chapas de nove polegadas



Figura 32 - Bolachas de reforço dos furos e tubo para alinhamento

3.3.2.2. Vigas

As vigas são uma das estruturas de reação da máquina que recebem compressão. Assim como brevemente introduzido anteriormente, as vigas desta nova máquina de tração vêm da antiga máquina. Cada viga é originalmente composta por duas vigas I encaixadas, formando de certa forma uma viga I com duas almas. As vigas também possuem chapas espessas nas suas extremidades para apoiar os cabeçotes e pistões. As figuras 33 e 34 são

das vigas originais sem as chapas de apoio, para que se possa ter uma ideia melhor de como são internamente.

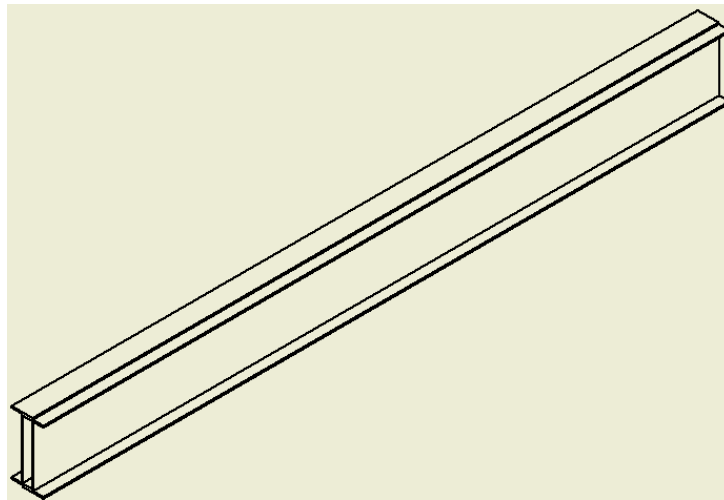


Figura 33 - Vista isométrica viga original

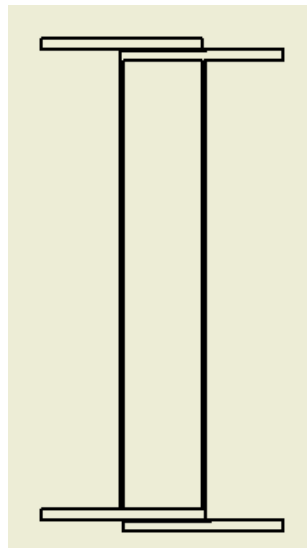


Figura 34 - Vista frontal corte transversal da viga original

A reforma destas vigas consistia até então em adicionar mais duas almas com as mesmas especificações das originais, assim a viga resistiria a as maiores cargas de trabalho da máquina, porém após adicionar as duas almas veio mais uma mudança necessária nas vigas. Para que se diminuísse a quantidade de acessórios de encurtamento, foi visto que cortando a viga em seções seria possível uma máquina com diversas configurações de tamanho e com facilidade de mudança de configuração, devido a sua posição abaixo de um pórtico de 60 toneladas.

Logo a configuração final das vigas ficou da seguinte forma: Cada viga foi dividida em três seções, uma com três metros, uma com seis metros e uma com nove metros, totalizando os dezoito metros originais. O dimensional da estrutura de cada viga é igual tirando o comprimento, as imagens 35 mostra a vista frontal com cotas em milímetros, esta vista é comum a todas as seções. As figuras 36, 37 e 38 mostram as vistas de cada seção de viga.

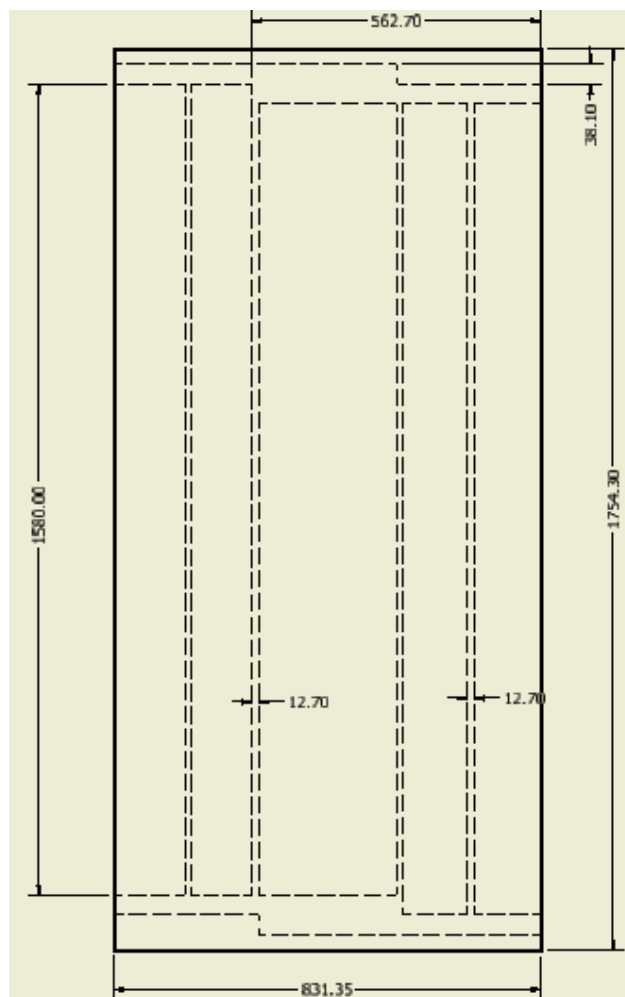


Figura 35 - Vista frontal das vigas

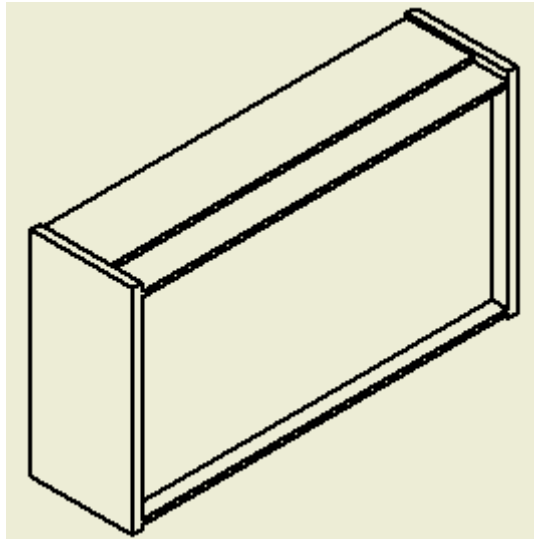


Figura 36 - Vista isométrica viga de três metros

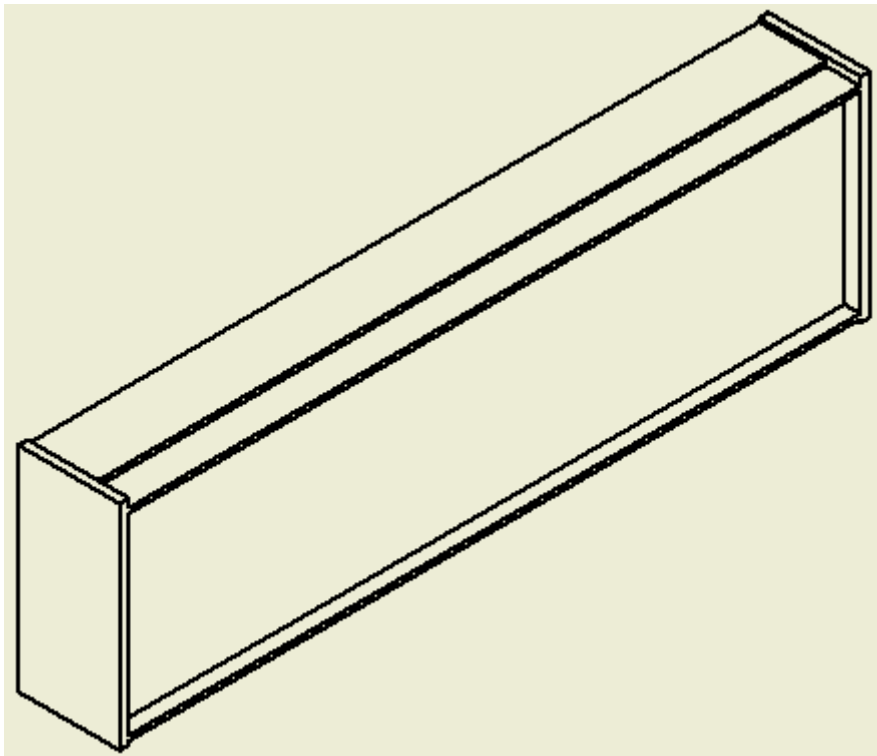


Figura 37 - Vista isométrica viga de seis metros

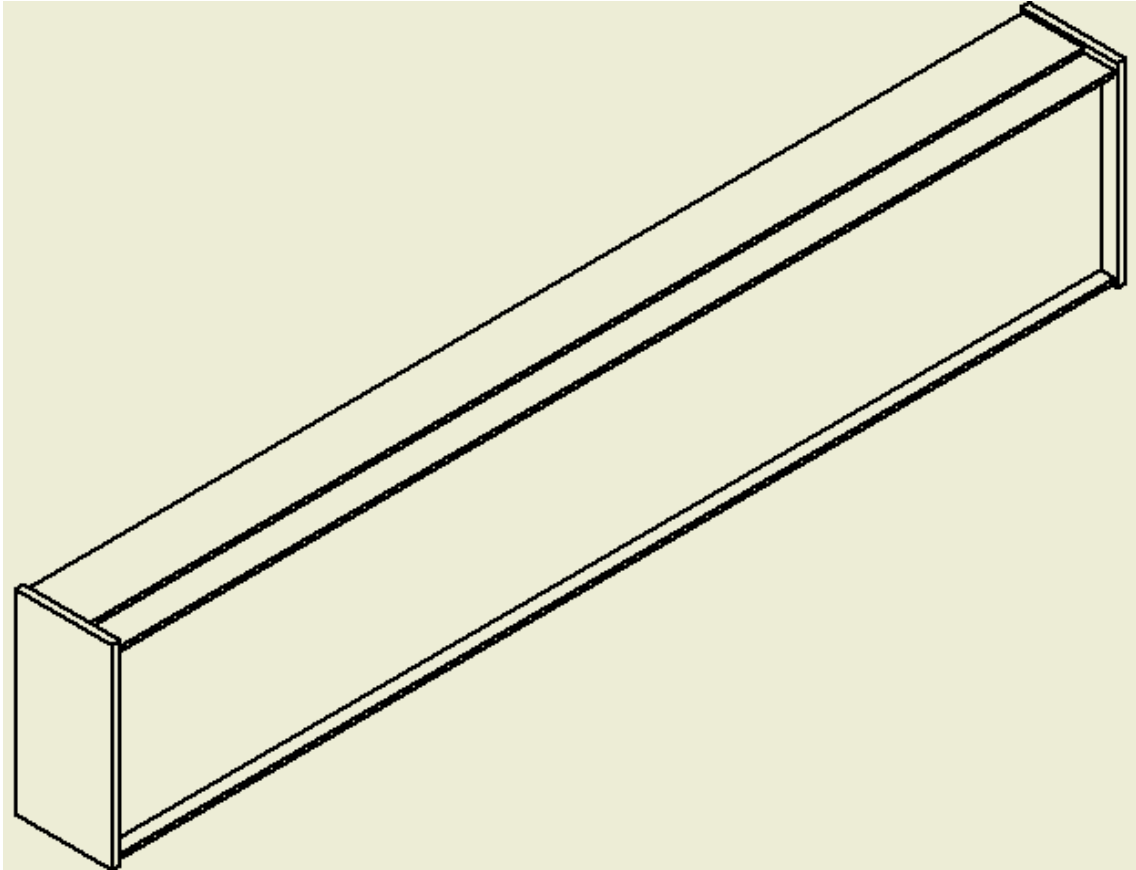


Figura 38 - Vista isométrica viga de nove metros

3.3.2.2.1. Condições atuais das vigas

As vigas já foram reforçadas com as duas almas de meia polegada, porém continuam com dezoito metros de comprimento, pois a ideia de cortar as vigas em sessões só veio depois de que já tinham sido feitos os reforços. Na figura 28 mostra as chapas de apoio que ficarão na frente de cada sessão de viga e na figura 39 mostra as duas vigas inteiras.



Figura 39 - Vigas reforçadas com 18 metros

3.3.2.3. Pistões

Como já foi citado no capítulo anterior, os pistões originalmente eram tensionadores de risers, eram duas unidades e tinham 10 metros de comprimento cada um. Porém, para que se pudesse trabalhar com a carga máxima desejada, 2.000 toneladas, e a pressão interna dos pistões na carga máxima fosse abaixo de 400 bar, os dois pistões tiveram que ser divididos em quatro menores, que atingiriam a carga máxima com pressões internas menores que 400 bar e sua abertura de hastes continuariam a atender de maneira satisfatória, mesmo reduzidas.

Os pistões foram enviados para a empresa Hidralf, especialista em pistões hidráulicos e cromagem, situada em Itaquaquetuba no estado de São Paulo. Lá foi feito os cortes nas hastes e camisas, fabricação de novos êmbolos, anéis de vedação, gaxetas, fundos, entre outros. Também foi necessário cromar uma das hastes, para consertar um arranhado feito na hora do carregamento da haste.

Neste tópico que apresentamos as configurações dimensionais das partes da estrutura da máquina, o que mais nos interessa na parte dimensional dos pistões é a sua capacidade de abertura, pois é essa capacidade de abertura que nos vai permitir: Realizar ensaios de materiais com grandes deformações, não precisar pré tensionar o material a ser testado e aumentar o comprimento da máquina quando a extensão da estrutura não é suficiente.

Para efeito de comparação, os pistões da máquina antiga tinham curso de 900 mm e atendiam de maneira satisfatória, estes novos pistões têm 3.750 mm de curso, que irá suprir toda a demanda atual com folga e capacitará a máquina a realizar ensaios em outros materiais mais flexíveis.

As figuras 40, 41 e 42 foi passada pela Hidralf, elas mostram as configurações internas e as dimensões, em milímetros, que cada pistão ficou.

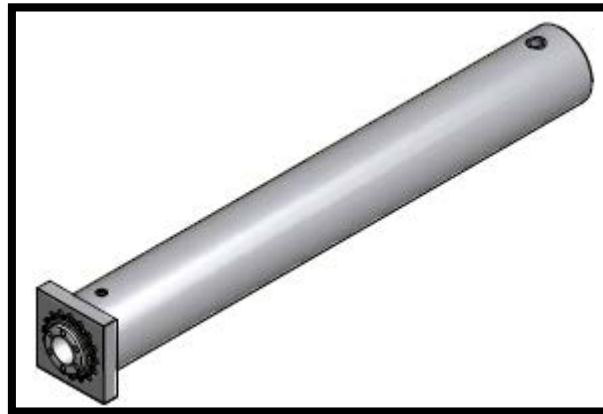


Figura 40 - Vista isométrica do pistão novo

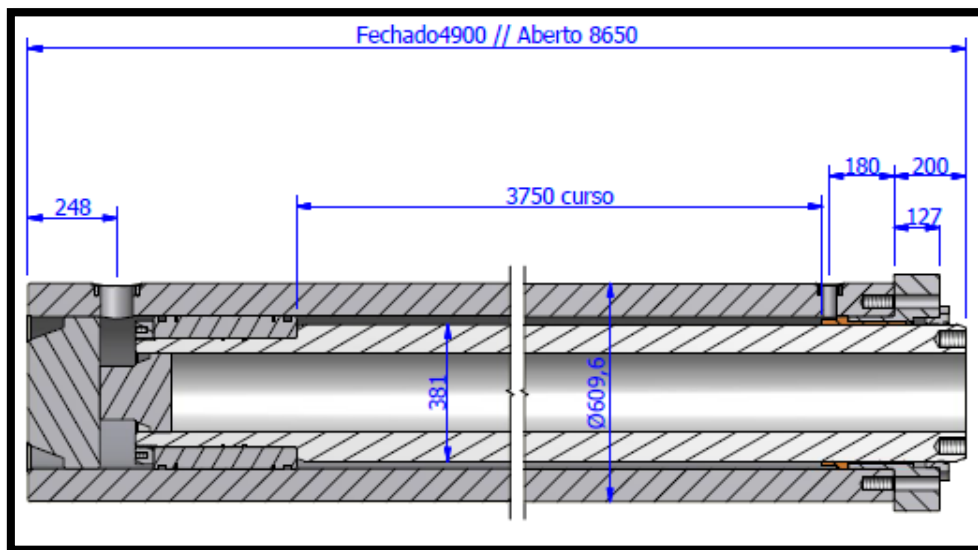


Figura 41 – Vista lateral do corte longitudinal do pistão novo

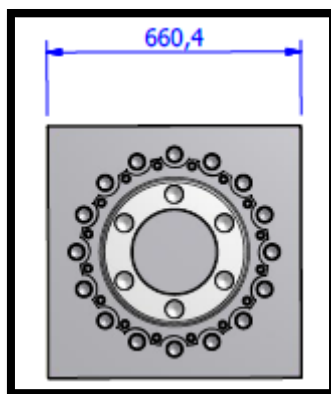


Figura 42 - Vista frontal do pistão novo

Como as imagens acima nos mostram, as partes principais dos pistões são as hastes e as camisas, que nada mais são do que dois tubos de paredes grossas que deslizam dentro um do outro. Os outros componentes que fazem parte destes pistões estão lá para fazer com que este movimento entre a haste e as camisas aconteça.

3.3.2.4. Unidade Hidráulica

A unidade hidráulica, assim como os cabeçotes esta sendo feita do zero e assim como os pistões, também ficou a cargo da empresa Hidralf o projeto e fabricação desta unidade, seguindo as necessidades de operação da Brascabo. A unidade hidráulica é “motor” da maquina de tração, ela se divide em reservatórios de óleo hidráulico, bombas de baixa e alta pressão, motor elétrico, válvulas de controle de vazão, acumuladores, tanques de nitrogênio, mangueiras hidráulicas e mesa de comandos. Esses são as partes principais da unidade.

As configurações desta unidade foram passadas pela Hidralf e essas configurações e aspectos técnicos que serão apresentados neste capítulo, segue abaixo estas informações passadas pelo fornecedor:

- O reservatório terá capacidade para quatro mil litros de óleo, com duas tampas de inspeção, chicana, filtro de retorno, trocador de calor [agua], indicador de nível eletrônico [sonda] e pintura epóxi, dentro e fora.
- O motor será de 50 CV, 380 V com partida por soft start.

- Velocidade alta - 8,500mm/s = 51,00 cm/mim
- Velocidade baixa – 0,280 mm/s = 1,68 cm/mim
- Velocidade de retorno - 10 mm/s = 60 cm/mim
- A bomba de alta vazão será uma bomba de palhetas Mod. T6E 67,62 GPM/ 213.3 cm³ = 1750 - 379 l/mim
- A bomba de Baixa vazão será uma bomba de pistão Mod. A2F 28 l/mim 350Bar - 450 de pico
- O bloco manifold será fabricado para elementos lógicos TN 32/ 420 bar e 600 L/m, e as válvulas direcionais piloto TN6 serão válvulas de assento, 350 Bar.
- Para fazer o sincronismo dos cilindros, no bloco manifold será feito sistema de contrabalanço, nas linhas A e B.
- Serão usadas válvulas proporcionais de cartucho [Elementos Lógicos] para controle de velocidade e pressão e transdutores nas linhas A e B dos cilindros, para que através do IHM e operador possa ter informações de pressão, nível do óleo, temperatura, pressão e velocidade dos cilindros.
- A pressão do equipamento será feita através do IHM e no bloco manifold terão manômetros em Kgf e Tnf.
- Em caso de falta de energia, o equipamento irá despressurizar e o avanço dos cilindros será interrompido assim que o cabo se romper.
- Será feito um sistema supervisório para o operador possa ver a taxa de acréscimo durante o teste, tnf/kgf/s ou kN/s.
- O avanço e retorno do equipamento, será medido através de encoder.
- Serão montados um painel elétrico de potência e uma mesa de comando para a parte eletrônica, com pintura epóxi.

3.3.3. Configurações da maquina

Neste tópico serão apresentadas todas as configurações possíveis de montagem da máquina e quais comprimentos de operação ela é capaz em cada uma dessas configurações.

Máquina com pistões e cabeçotes:

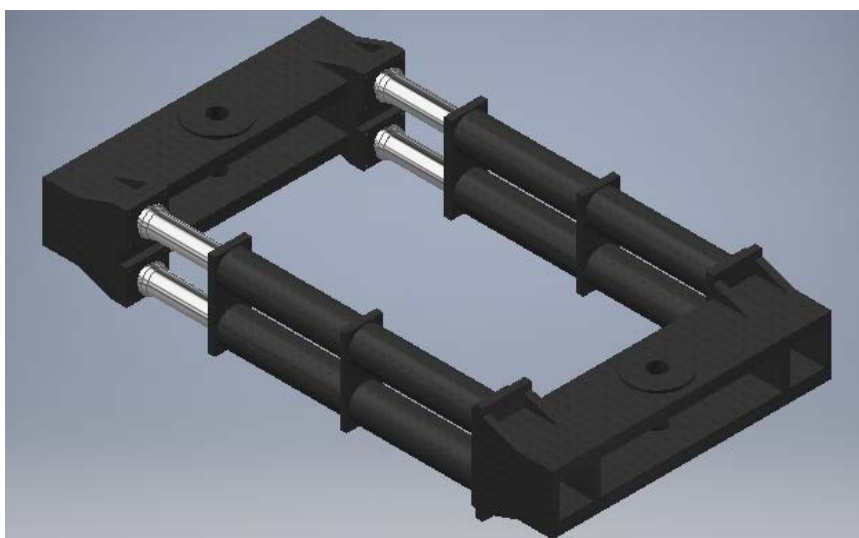


Figura 43 – Vista isométrica máquina pistões e cabeçote

Esta é a menor configuração possível para a máquina de tração e a qual ocorrerá o maior número de ensaios.

Máquina com pistões, cabeçotes e vigas de 3 metros:

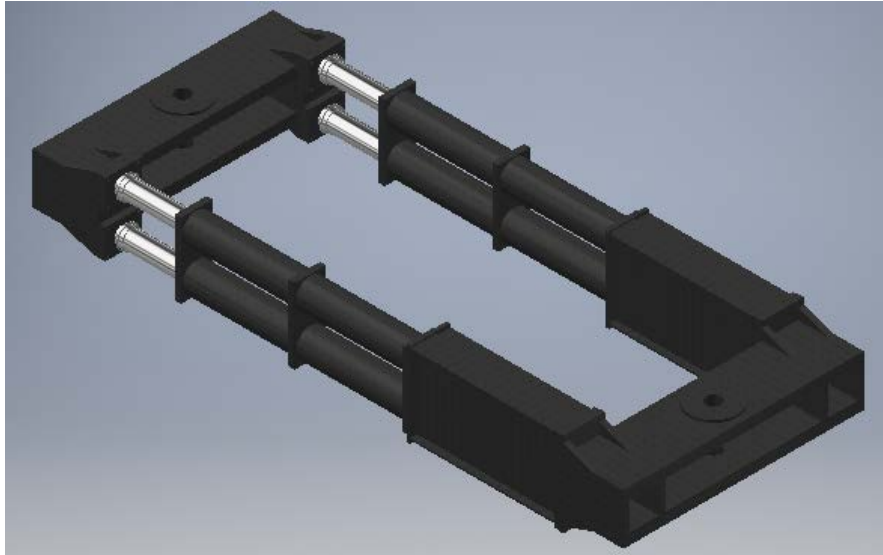


Figura 44 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 3 metros

Máquina com pistões cabeçotes e vigas de 6 metros:

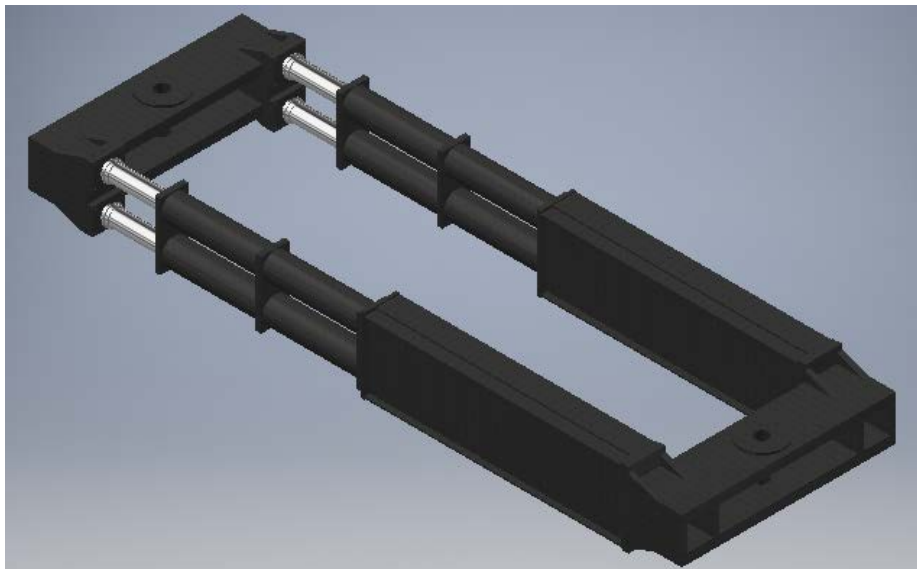


Figura 45 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 6 metros

Máquina com pistões cabeçotes e vigas de 9 metros:

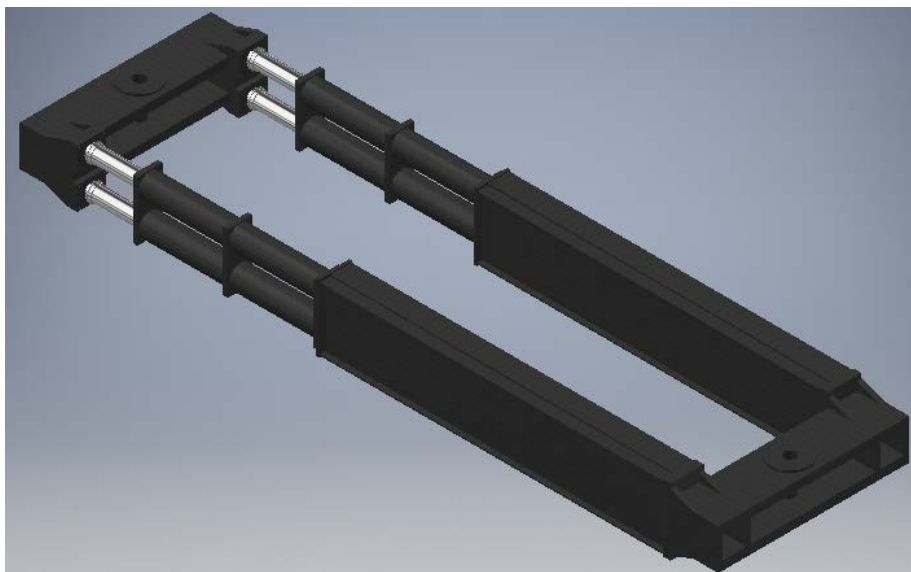


Figura 46 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 9 metros

Máquina com pistões cabeçotes e vigas de 3 metros e 6 metros:

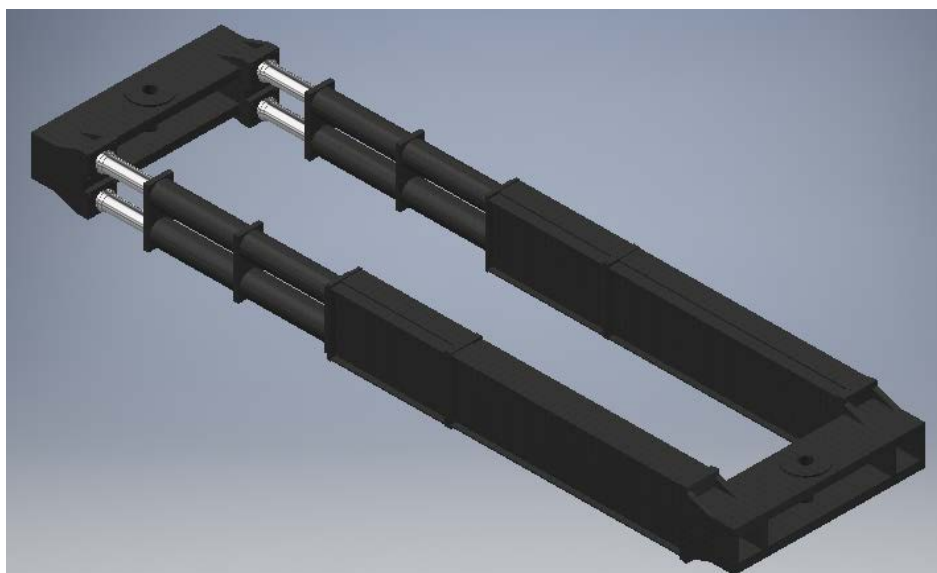


Figura 47 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 3 metros e 6 metros

Máquina com pistões cabeçotes e vigas de 3 metros e 9 metros:

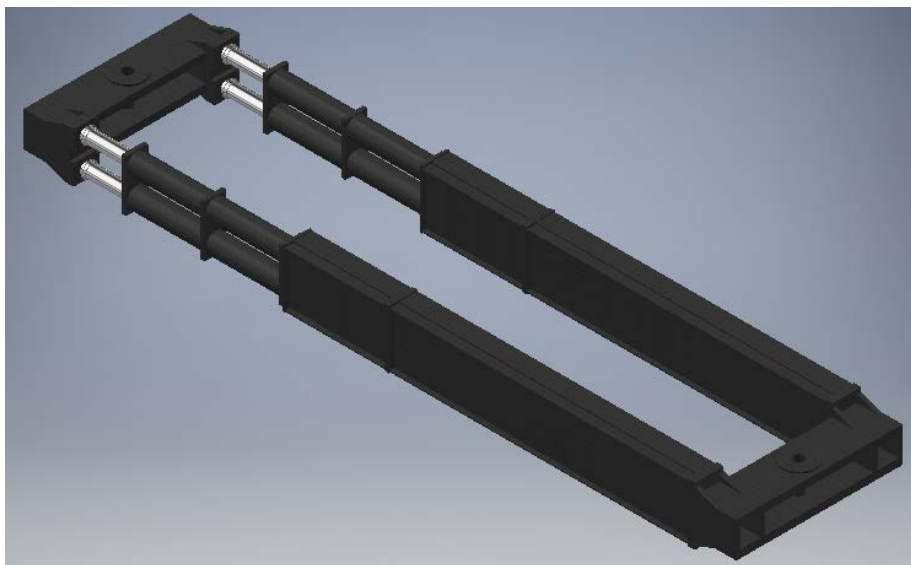


Figura 48 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 3 metros e 9 metros

Máquina com pistões cabeçotes e vigas de 6 metros e 9 metros:



Figura 49 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 6 metros e 9 metros

Máquina com pistões cabeçotes e vigas de 3 metros, 6 metros e 9 metros:



Figura 50 - Vista isométrica máquina cabeçotes, pistões e vigas de 3 metros, 6 metros e 9 metros

3.3.3.1. Capacidades dimensional em cada configuração

A tabela abaixo mostra qual a capacidade dimensional da máquina em cada configuração, o que mostrará os ranges de tamanhos de equipamentos que poderão ser testados em cada configuração de máquina.

Configuração	Contribuição para a distância entre pinos (m)						Distância entre pinos (m)	
	Cabeçotes	Pistões Fechados	Pistões Abertos	Vigas 3 metros	Vigas 6 metros	Vigas 9 metros	Pistão totalmente fechado	Pistão totalmente aberto
1	1,25	4,90	8,65	---	---	---	6,15	9,90
2	1,25	4,90	8,65	3,00	---	---	9,15	12,90
3	1,25	4,90	8,65	---	6,00	---	12,15	15,90
4	1,25	4,90	8,65	---	---	9,00	15,15	18,90
5	1,25	4,90	8,65	3,00	6,00	---	15,15	18,90
6	1,25	4,90	8,65	3,00	---	9,00	18,15	21,90
7	1,25	4,90	8,65	---	6,00	9,00	21,15	24,90
8	1,25	4,90	8,65	3,00	6,00	9,00	24,15	27,90

Para equipamentos menores que 6,15 metros teremos que utilizar acessórios encurtadores, porém nada muito complexo, pois já teremos como acessório da máquina manilhas de 2.000 toneladas e anéis de 2.000 toneladas, o que já diminui esta distância em pelo menos 2,50 metros.

4. Análise teórica dos componentes da máquina de tração

Neste capítulo serão apresentadas as tensões recebidas por cada componente da máquina de tração, serão demonstradas com contas e simulações em elementos finitos as tensões máximas recebidas por estes componentes, com que fatores de segurança eles operam em carga máxima e as deformações que eles sofrem em carga máxima.

As tensões na máquina de tração são geradas da seguinte maneira, os pistões hidráulicos empurram o cabeçote móvel, onde está ancorada uma das extremidades do equipamento a ser testado, como a outra extremidade com equipamento está ancorada no cabeçote fixo este deslocamento do cabeçote móvel “estica” o equipamento testado e gera tensão de tração no mesmo. A tração gerada no equipamento testado gera das demais partes da estrutura uma reação diferente. Nos pistões é gerada compressão na haste do pistão e um aumento de pressão no óleo hidráulico. Nos cabeçotes temos a mesma configuração de forças no fixo e no móvel, sendo forças contrárias no centro e nas extremidades gerando tensões de flexão, no cabeçote móvel as forças nas extremidades são geradas pelos pistões, já no fixo são geradas pelas vigas e as forças no centro de ambos são geradas pelos pinos de ancoragem. As vigas recebem tensões de compressão geradas pelos pistões e cabeçote fixo. E finalmente os pinos de ancoragem recebem tensão de flexão gerada pelo apoio nos cabeçotes e pelo equipamento ancorado.

4.1. Software de análise de elementos finitos

Foi utilizado o programa Inventor Professional para desenhar e simular as partes da estrutura da máquina de tração. A utilização deste programa foi crucial para a elaboração deste projeto.

Primeiro para a visualização de cada parte da estrutura no capítulo anterior, que foram essenciais para o melhor entendimento de cada peça e se esses desenhos tivessem que ser feitos na mão, além de precisar de mão de obra especializada, demoraria muito tempo para finalizar todas as imagens necessárias.

Segundo ponto crucial na utilização do programa é a ferramenta de simulação em elementos finitos, que tem a seguinte definição:

A análise de elementos finitos (FEA) é um método informatizado para prever como um produto reage a forças do mundo real, como vibração, calor, vazão de fluidos e outros efeitos físicos. A análise de elementos finitos mostra se um produto vai quebrar, se desgastar ou funcionar da maneira como foi projetado. Embora seja chamada de análise, no processo de desenvolvimento do produto, é usada para prever o que vai acontecer quando o produto for usado.

A análise de elementos (EA) divide um objeto real em um grande número (de milhares a centenas de milhares) de elementos finitos, como pequenos cubos. Equações matemáticas ajudam a prever o comportamento de cada elemento. Em seguida, um computador soma todos os comportamentos individuais para prever o comportamento do objeto. [3]

Logo, para analisar as peças deste projeto “na mão”, tem que se fazer várias aproximações para que se possa utilizar uma equação de cálculo de tensões para cada parte de cada peça, pois estas peças são formadas por vários sólidos com formas distintas e que reagem aos carregamentos de maneiras distintas. Por isso é preciso uma ferramenta de simulação por elementos finitos que consiga analisar o comportamento da peça carregada como um todo.

4.2. Cabeçotes

Os cabeçotes são as partes da estrutura da máquina que ancoram o equipamento a ser testado. Um dos cabeçotes fica na frente dos pistões e é empurrado por eles, se movimenta para frente (eixo z) e gera a carga na peça que esta ancorada em seu furo central. O outro cabeçote também ancora a peça testada em seu furo central, porém fica fixo apoiado ou na parte traseira dos cilindros ou nas vigas, dependendo da configuração da máquina, e estes cabeçotes fazem resistência ao movimento do outro, gerando assim a carga de teste. Chama-se os cabeçotes de fixo e móvel e eles têm a mesma configuração, a diferença que um estará sobre rodas e o outro não, mas as análises feitas neste capítulo são comuns aos dois, por isso não serão separados nestas análises.

4.2.1. Resultados da simulação por elementos finitos

Neste tópico serão comentados os resultados da simulação por elementos finitos feitos no cabeçote.

Esta simulação foi feita da seguinte maneira: Fixamos as chapas de apoio na frente do cabeçote e aplicamos duas forças de 1.000 toneladas em uma área na frente de cada furo, simulando os pinos de ancoragem. Seguem os resultados.

Tensão de Von Mises:

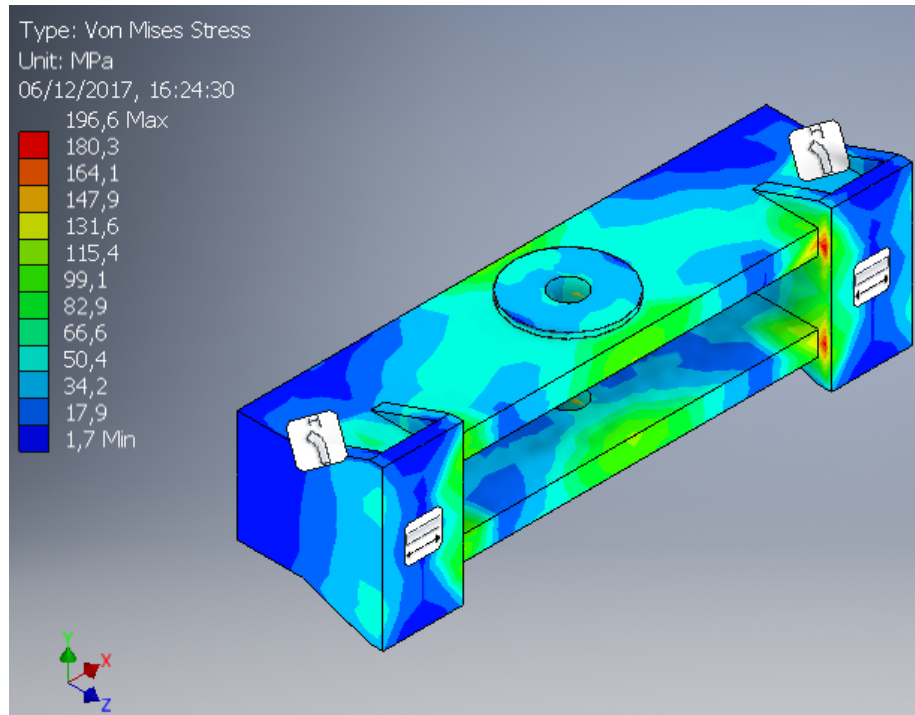


Figura 51 - Vista isométrica frontal tensão de Von Mises

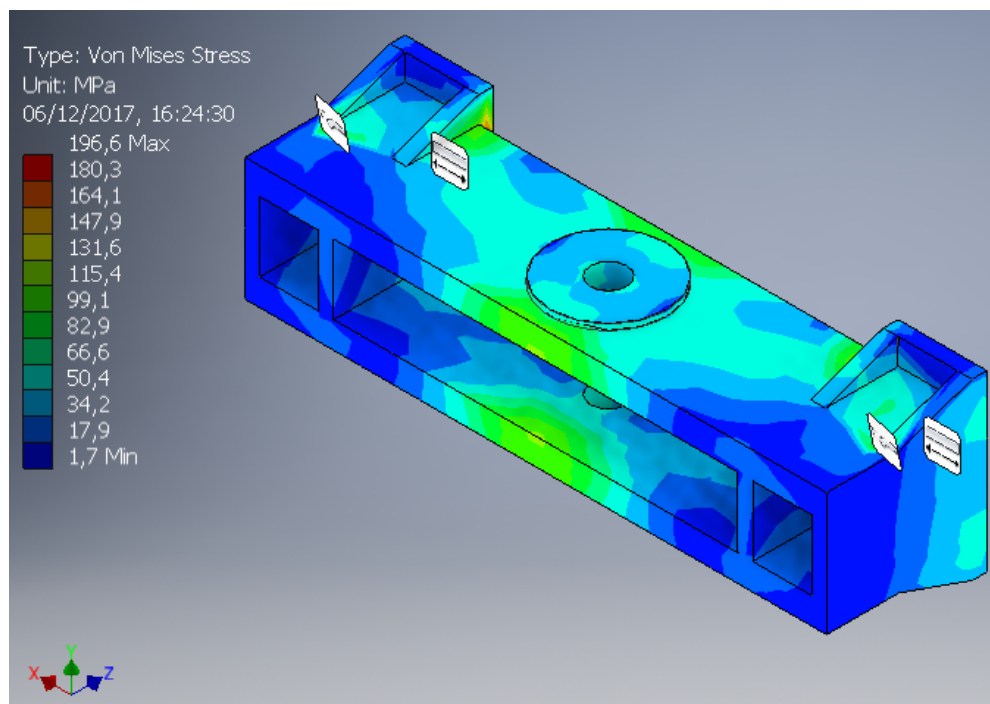


Figura 52 - Vista isométrica traseira tensão de Von Mises

Os primeiro resultado que deve ser apresentado é o da tensão de Von Mises, pois estes resultados que mostram se a peça terá ou não uma falha devido as cargas de trabalho. Serão comentadas as tensões de maior importância, pois ficaria impossível comentar todos os pontos de tensão.

No cabeçote pode-se observar um comportamento muito favorável em quase toda sua estrutura. É possível ver de maneira clara as linhas de tensões que saem dos apoios e vão até os furos, estas linhas estão representadas em azul claro, ou seja, tem valor máximo de 50,4 Mpa.

Outras partes também importantes de comentar são as áreas na frente e atrás dos furos, as tensões nestas áreas ocorrem devido à flexão da chapa horizontal, esta flexão é gerada pelo momento gerado da força aplicada e da reação nos apoios. Na área a frente dos furos ocorre tração e na área atrás do furo ocorre compressão, nestas duas áreas representadas em verde claro tem tensões máximas de até 82,0 MPa.

A parte de maior preocupação nesta peça é na parte de contato na parte interna das chapas de apoio com o resto da estrutura, nestas áreas é possível observar uma concentração de tensão em toda sua extensão, sendo representada em um verde um pouco mais escuro, tendo uma tensão média de até 99,0 MPa. Porém, na região de contato da chapa de apoio com a chapa horizontal ocorre uma concentração de tensão ainda maior, devido a quina viva, representada em vermelho, que tem tensão máxima de até 196,6 MPa, o que é uma tensão preocupante para o aço A-36 usado.

Após estes comentários sobre as tensões observadas na simulação, é preciso realizar uma ponderação no projeto destes cabeçotes. A concentração de tensão comentada anteriormente é um ponto a ser mudado no projeto destes cabeçotes, pois um fator de segurança de aproximadamente 1,3 não é aceitável para este projeto. Sabe-se que esta concentração de tensão se da devido as quinas vivas geradas no contado destas chapas, uma solução simples e não muito cara é: Pode-se observar que na parte de trás das chapas horizontais tem uma grande área em diagonal que praticamente não recebem tensão, o que pode ser feito a partir disto é cortar um pedaço desta área que não sofre esforço e com esta partes cortadas fazer mãos francesas e soldar na área de concentração de tensão.

Deslocamento em cada direção:

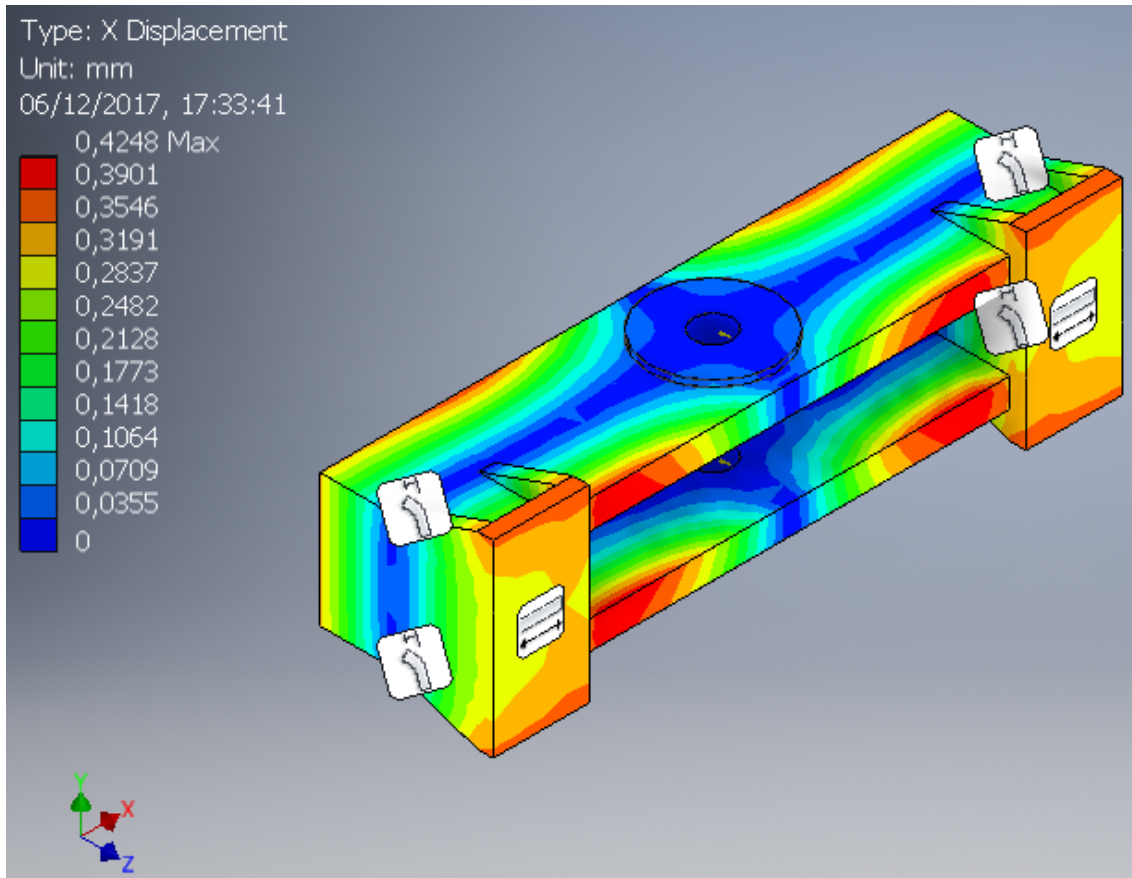


Figura 53 - Vista isométrica deslocamento em x

Na figura 53 do deslocamento em x percebe-se que as maiores deformações são na parte frontal e traseira das chapas horizontais e também é interessante observar as linhas neutras nas chapas horizontais, que não apresentam deslocamentos, como era de se esperar. Pode-se observar também que o maior deslocamento é de 0,4248 mm, ou seja, não apresenta qualquer risco para a estrutura.

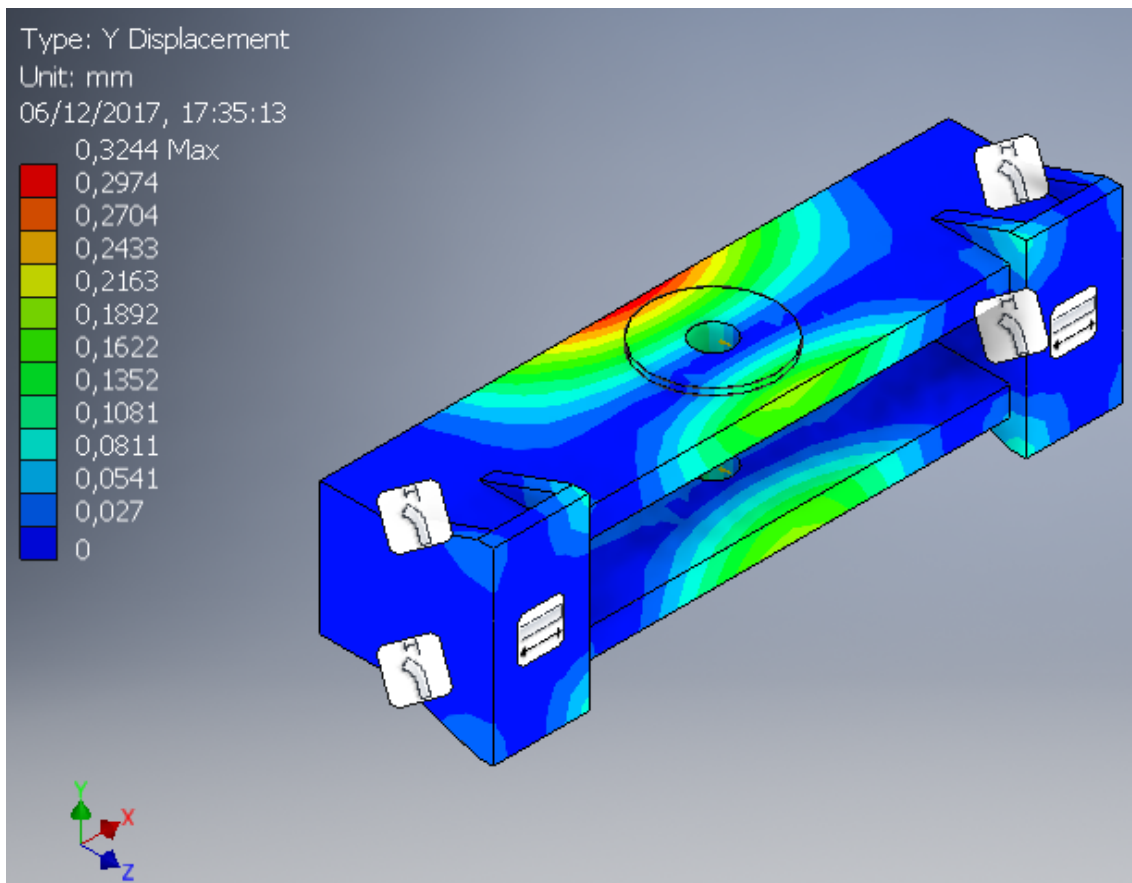


Figura 54 - Vista isométrica deslocamento em y

Na figura 54 do deslocamento em y percebe-se que os únicos locais que apresentam deslocamento são as partes frontal central e traseira central das chapas horizontais, isso pode parecer estranho num primeiro olhar, pois pelas cargas e pontos fixos aplicados, não se espera forças na direção y. Porém, tendo um olhar mais criterioso neste carregamento, percebe-se que a carga nos furos é distribuída de maneira uniforme nas chapas horizontais e bolachas e essas bolachas se encontram somente em uma superfície de cada chapa horizontal, logo esta configuração faz com que o carregamento em cada chapa horizontal não seja simétrico, gerando este deslocamento em y. Apesar de tudo isso comentado, o deslocamento de 0,3244 mm é insignificante para a peça.

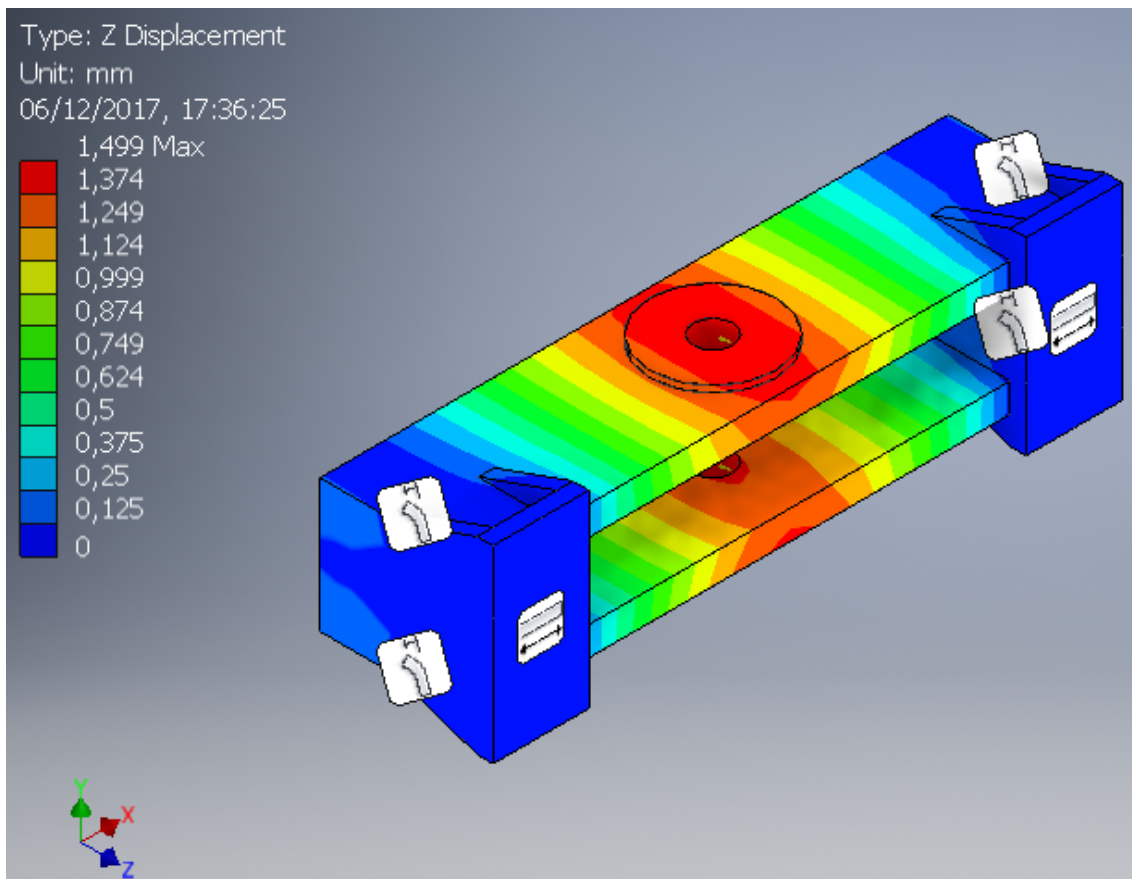


Figura 55 - Vista isométrica deslocamento em z

O deslocamento em z é como esperado, quanto maior a distancia dos pontos de apoio, maior a flexão na chapa, logo maior o deslocamento em z. Este deslocamento, apesar de ser o maior dos três principais, 1,499 mm, também não representa risco para a estrutura.

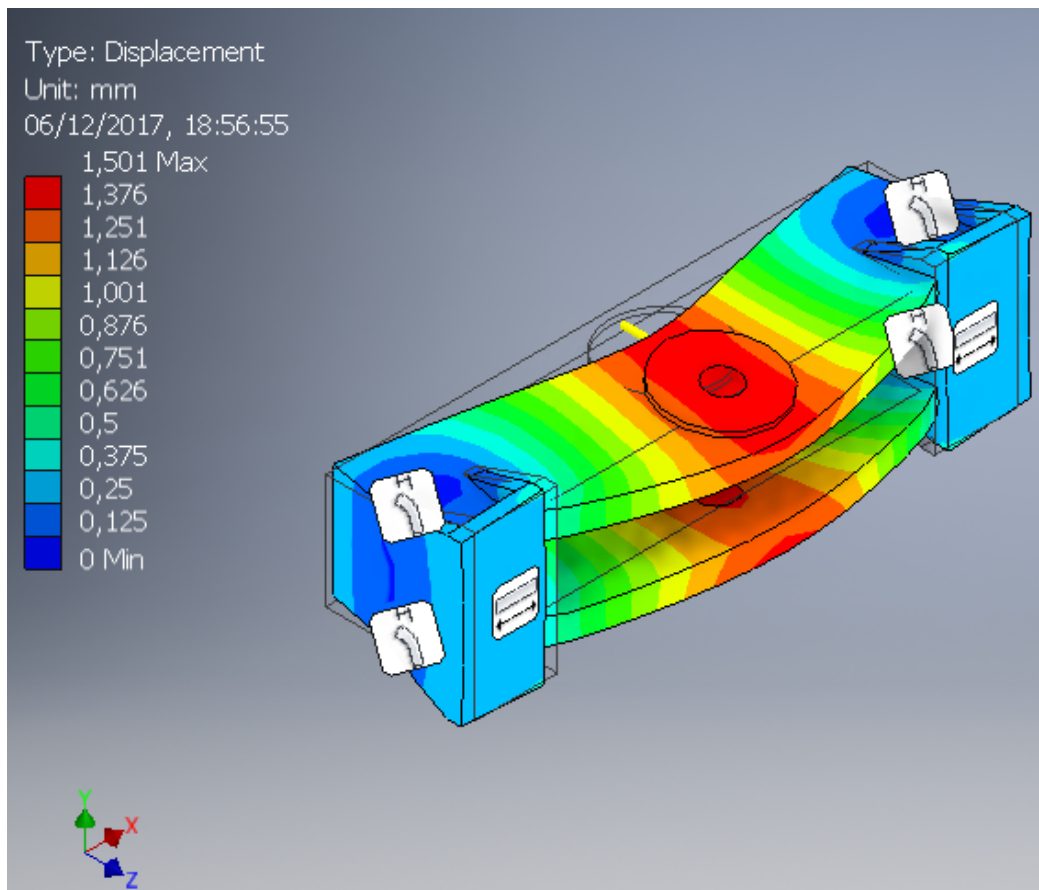


Figura 56 - Vista isometrica deslocamento aumentado

A figura 56 é o deslocamento aumentado, foi adicionada para se poder ter uma noção maior de como cada deslocamento visto anteriormente se associa um com o outro.

4.3. Vigas

As vigas como foi visto no capítulo anterior, são estruturas que receberão esforços somente em suas extremidades geram somente tensão compressiva.

4.3.1. Resistência à deformação plástica

Pode-se considerar que as cargas estão uniformemente distribuídas nas extremidades, pois além das cargas já estarem bem distribuídas às chapas de apoio auxiliam ainda mais para que a aproximação de carga uniformemente distribuída seja valida. Logo, para calcular a tensão recebida por cada viga no

momento que a máquina estiver operando em carga máxima utiliza-se a seguinte equação:

$$\sigma_{vigas} = \frac{F}{A} \quad [4]$$

Para calcular a área, conforme a figura 19, são quatro abas de 38,1mm (1.1/2") por 562,7mm e quatro almas de 12,7mm (1/2") por 1.580,0mm, logo:

$$A_v = 4 * (38,1 * 562,7 + 12,7 * 1.580,0) \rightarrow$$

$$A_v = 166.019,48 \text{ mm}^2 = 0,166 \text{ m}^2$$

Para a força é preciso que buscar a carga máxima de trabalho da máquina, 2.000 tf e lembrar que esta carga estará sempre dividida igualmente para cada lado da máquina, ou seja, cada viga receberá no máximo 1.000 tf. Tem que se passar a força para Newton, logo:

$$F_v = 1.000 * 10^3 * 10$$

$$F_v = 10.000.000 \text{ N}$$

Logo se tem a seguinte tensão de compressão:

$$\sigma_{vigas} = \frac{10.000.000}{0,166}$$

$$\sigma_{vigas} = 60.240.963,86 \text{ Pa} = 60,24 \text{ Mpa}$$

A tensão de escoamento para o ASTM A-36 utilizado na fabricação da viga é de 250 Mpa.

Sabe-se, que quando se tem tensão somente uma direção principal, os critérios de Tresca e Von Mises são iguais, logo, duas vezes a máxima tensão cisalhante, a tensão de Von Mises são iguais à tensão principal. Logo, para encontrar o fator de segurança para esta compressão faz-se:

$$\delta_v = \frac{250,00}{60,24} \rightarrow$$
$$\delta_v = 4,15$$

4.3.2. Resistência à flambagem

Outra falha que é preciso se preocupar quando se tem vigas esbeltas sob compressão é a flambagem. Quando as vigas originais com 18 metros de comprimento foram separadas em seções menores para melhorar a configuração de montagem da máquina, também diminuiu em cada sessão de viga o seu coeficiente de esbeltez, o que as tornou mais resistente a flambagem. Para o cálculo da carga crítica de flambagem para cada sessão de viga utiliza-se a seguinte equação:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2}$$

Sabendo que:

$$L_e = \frac{L}{2}$$

Pois se tem a seguinte situação:

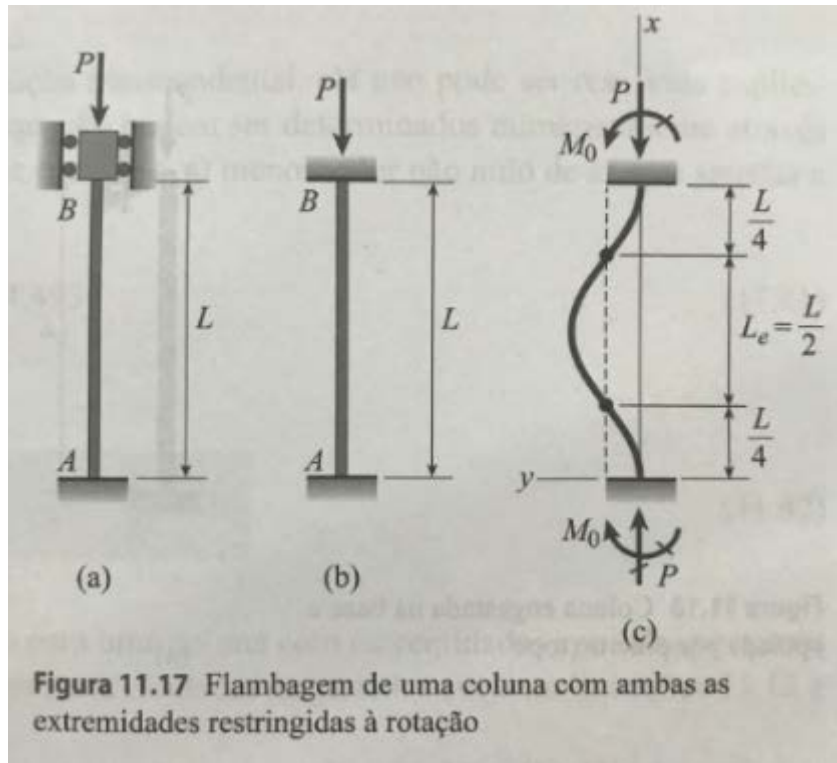


Figura 57 - Condição de apoio de colunas

Será calculado o momento de inercia (I) para cada parte da sessão transversal da viga, almas e abas, separadamente:

$$I_y = \frac{hb^3}{12}$$

Onde:

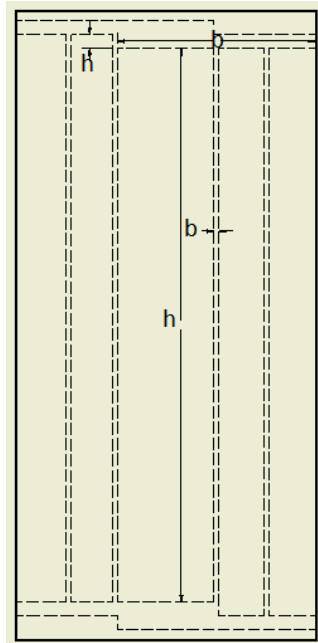


Figura 58 - h e b para almas e abas das vigas

Logo:

$$I_{abas} = \frac{38,1 * 562,7^3}{12} = 5,66 * 10^8 \text{ mm}^4 = 5,66 * 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$I_{almas} = \frac{1580 * 12,7^3}{12} = 2,70 * 10^5 \text{ mm}^4 = 2,70 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_{viga} = 2 (2 * I_{abas} + 2 * I_{almas}) = 2,26 * 10^{-3} \text{ m}^4$$

O módulo de elasticidade (E) do aço ASTM A-36 é 200 GPa, logo para cada sessão de viga se tem as seguintes cargas críticas de flambagem:

$$P_{viga3m} = \frac{\pi^2 200 * 10^9 * 2,26 * 10^{-3}}{(0,5 * 3)^2} = 1,99 * 10^9 = 199.000 \text{ tf}$$

$$P_{viga6m} = \frac{\pi^2 200 * 10^9 * 2,26 * 10^{-3}}{(0,5 * 6)^2} = 4,97 * 10^8 \text{ N} = 49.700 \text{ tf}$$

$$P_{viga9m} = \frac{\pi^2 200 * 10^9 * 2,26 * 10^{-3}}{(0,5 * 9)^2} = 2,21 * 10^8 \text{ N} = 22.100 \text{ tf}$$

$$P_{viga18m} = \frac{\pi^2 200 * 10^9 * 2,26 * 10^{-3}}{(0,5 * 18)^2} = 5,52 * 10^7 \text{ N} = 5.520 \text{ tf}$$

Pode-se notar que as cargas críticas de flambagem estão muito acima da carga de trabalho de cada viga (1.000 tf) e que calcular o fator de segurança é trivial, pois é só dividir por 1.000. Logo, pode-se ver que com a diminuição do

tamanho das vigas, sai-se de um fator de segurança para flambagem de 5,52 na viga de 18 metros para 22,10 na viga de 9 metros, 49,70 na viga de 6 metros e incríveis 199,00 na viga de 3 metros, ou seja, as vigas estão totalmente protegidas da falha por flambagem, pois os fatores de segurança para este tipo de falha é de no mínimo 22,10, o que é muito maior que os outros critérios de falha, como deformações plásticas por exemplo.

4.3.3. Resultados da simulação por elementos finitos

Para que se possa ter uma melhor ideia de como as vigas reagem às cargas de serviço, também foram feitas simulações por elementos finitos das três vigas, as figuras que se seguem vão ajudar a conhecer o comportamento de cada uma, antes dos comentários dos resultados.

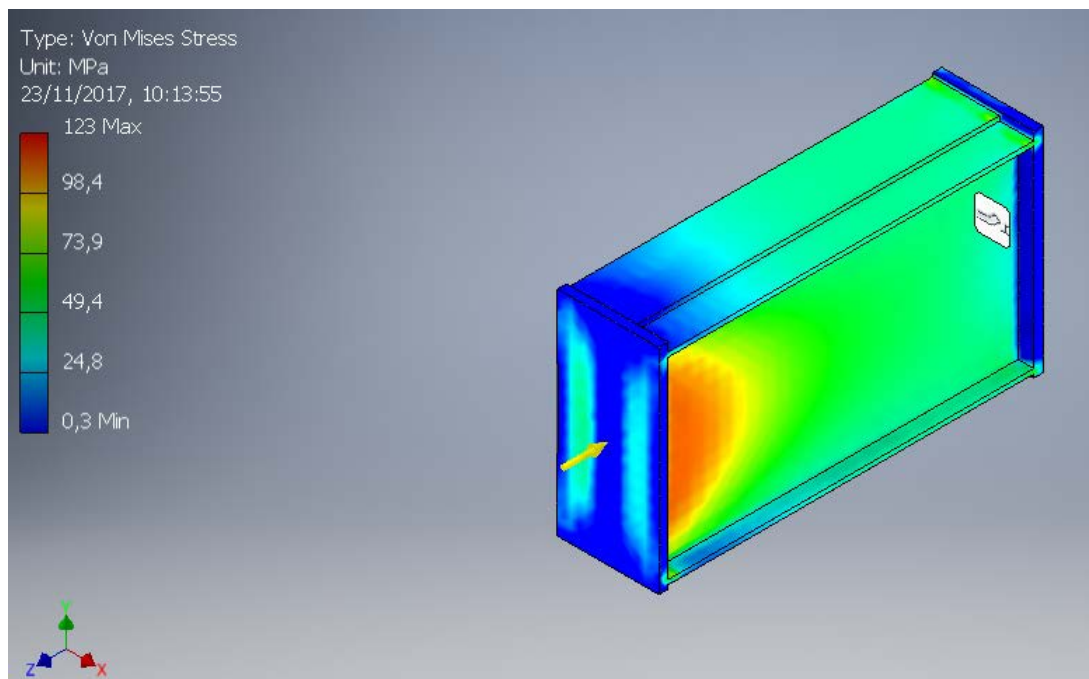


Figura 59 - Vista isométrica simulação viga de três metros

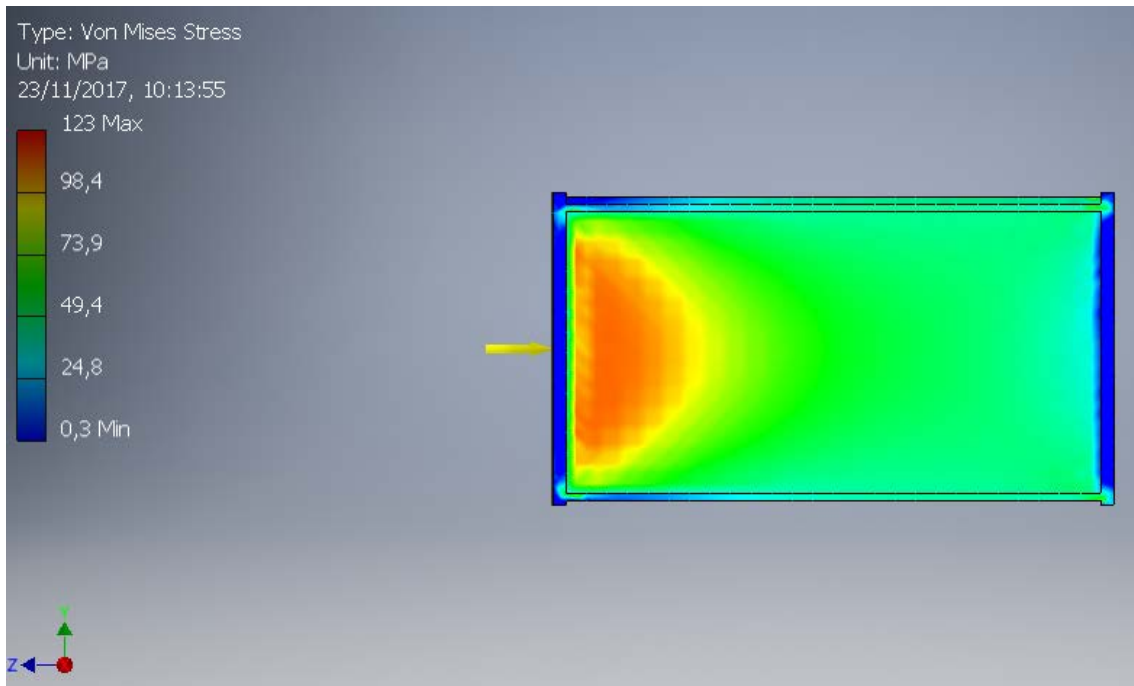


Figura 60 - Vista lateral simulação viga de três metros

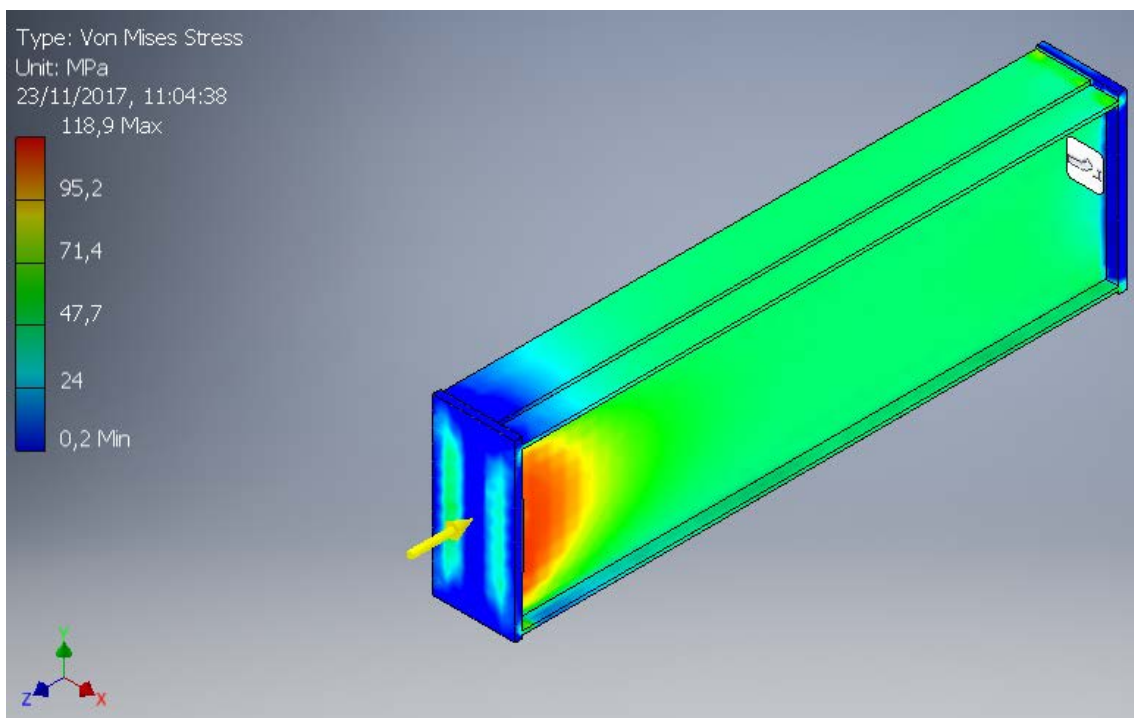


Figura 61 - Vista isométrica simulação viga de 6 metros

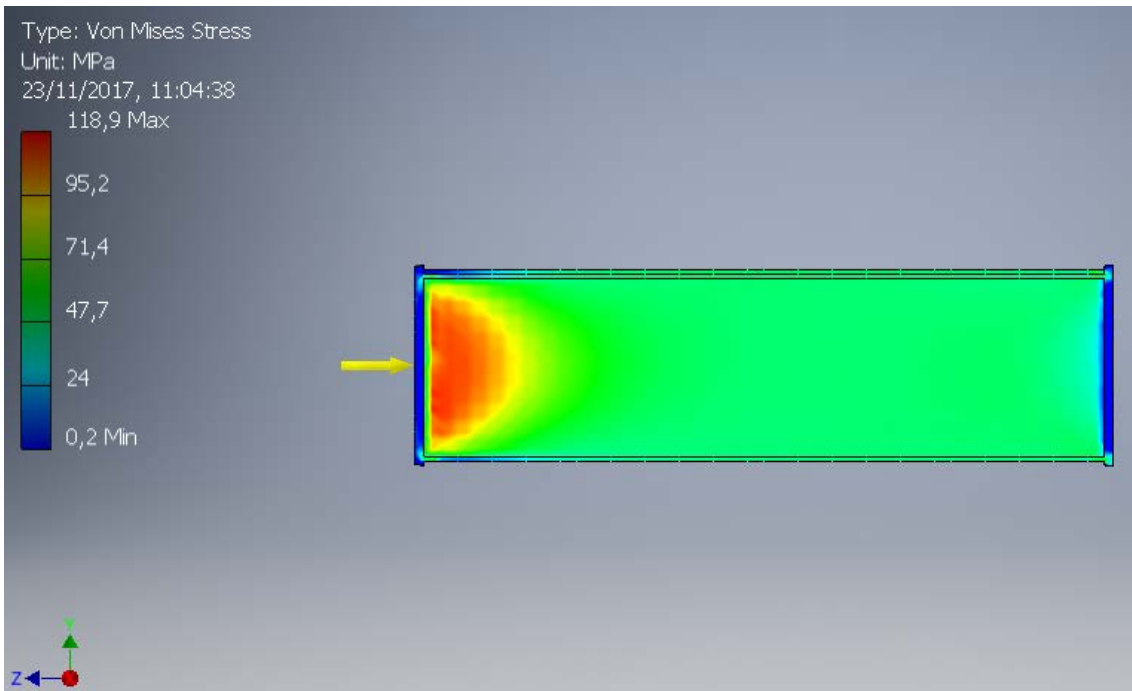


Figura 62 - Vista lateral simulação viga de 6 metros

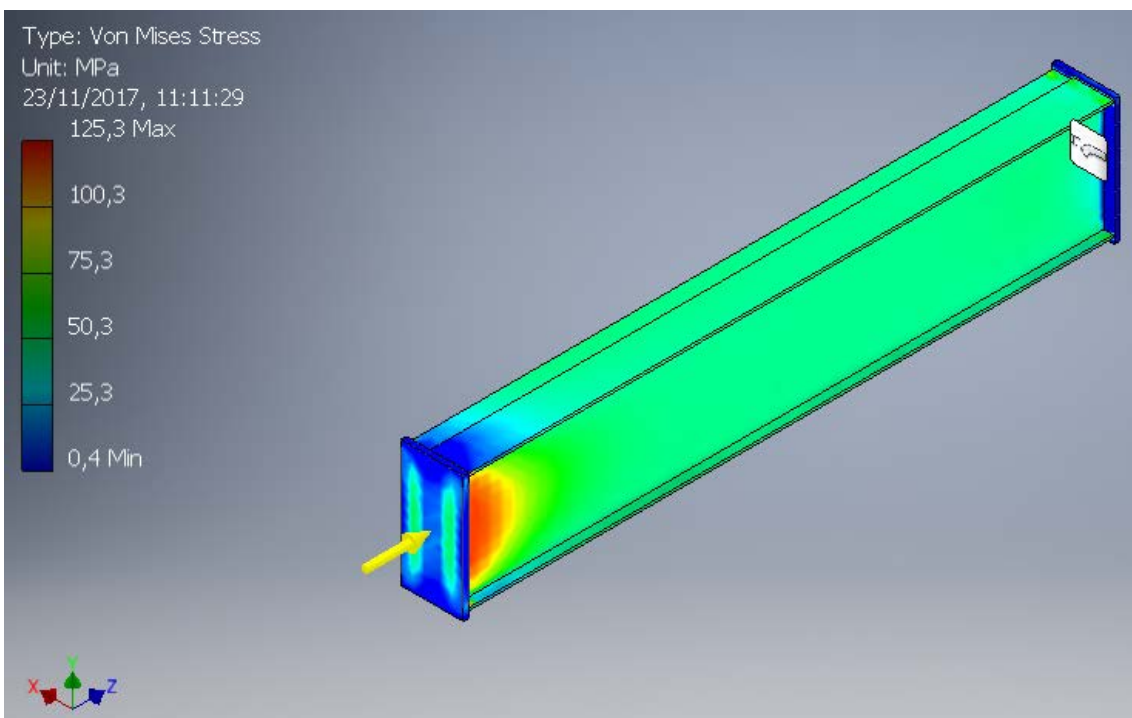


Figura 63 - Vista isométrica simulação viga de 9 metros

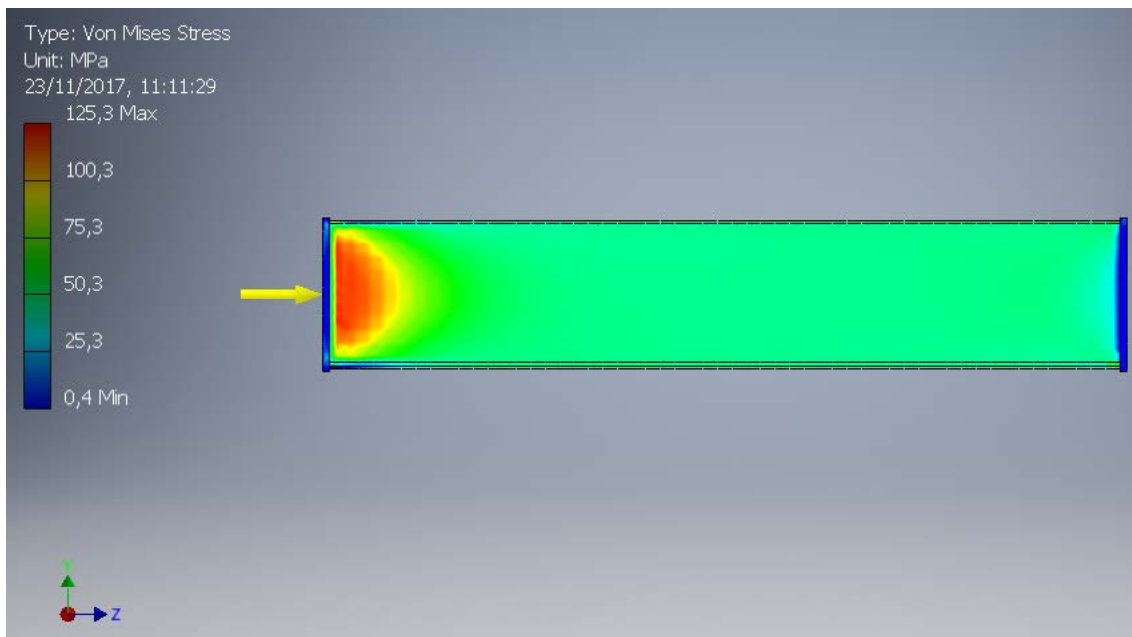


Figura 64 - Vista lateral simulação viga de 9 metros

Antes da análise das simulações serão apresentadas as configurações destas. Como pode-se ver a carga foi aplicada em somente uma das extremidades e a outra extremidade foi fixada. Foi feito isto para conseguir aproximar da melhor forma a simulação, não é possível colocar uma força contra a outra sem uma superfície fixada e se fixar uma superfície em outra direção, iria acabar gerando tensões indesejadas em outras direções atrapalhando o resultado. Por isso foi aplicado esta configuração de força e fixação, pois mostra de maneira correta o que acontece em um dos lados e sabe-se que no outro lado, mesmo que não apareça na imagem, acontecem às mesmas reações.

Observando as imagens das simulações, o que chama mais atenção é a concentração de tensões próximo de onde é aplicada a força, observando isto se percebe o porquê que vigas do tipo I são mais resistentes à flexão do que à compressão. Outro fator que faz a viga se comportar desta maneira é que colocar carga uniforme na chapa de apoio faz com que as almas recebam a maior parte da carga aplicada, pois a área da chapa de apoio que está na frente das almas é muito maior do que a que está em frente às abas. As cargas máximas formam uma parábola que tem seus pontos mínimos a uma pequena distância das abas, áreas onde as abas rebem a maior carga, e ponto máximo na metade da altura da viga, área onde a carga nas abas é a menor possível. Percebe-se também que se deslocando longitudinalmente na viga as cargas

vão se dissipando uniformemente entre as almas e chapas, assim como foi aproximado aproximamos anteriormente.

Após estas primeiras considerações, vamos aos resultados da simulação. O programa fornece várias informações após a simulação, tensões em todas as direções, tensões principais, tensão de Von Mises, deformação em todas as direções, deslocamento em todas as direções e fator de segurança para escoamento segundo critério de Von Mises. Vamos comentar os resultados apenas da tensão de Von Mises, deslocamentos e fator de segurança. As considerações serão feitas com a viga de 9 metros, que é a que pode apresentar os maiores números.

- Deslocamento:

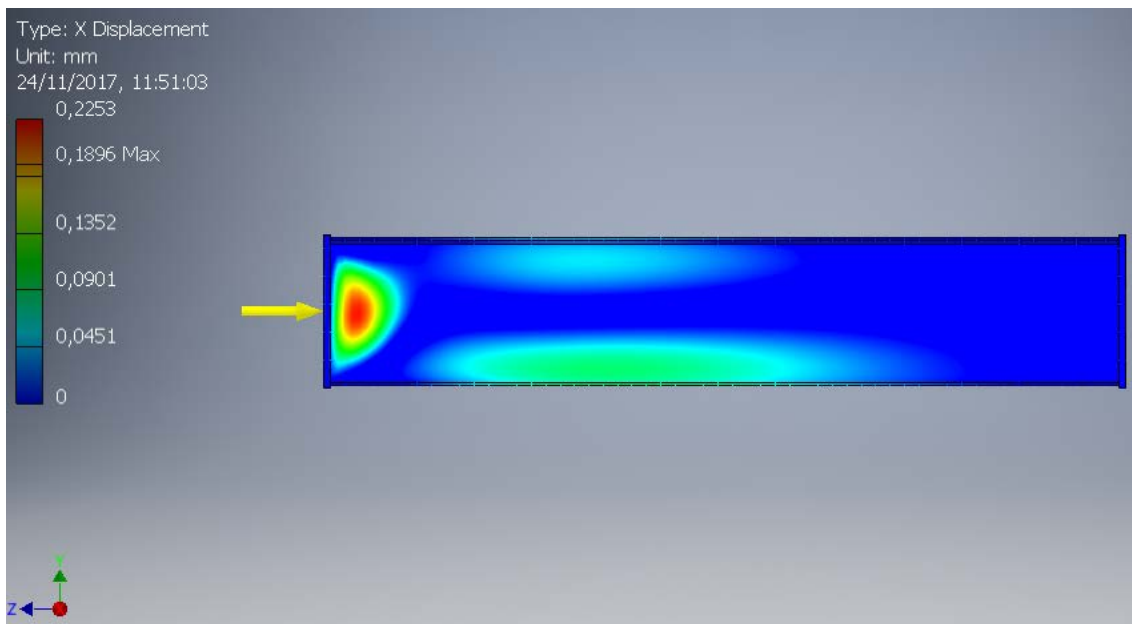


Figura 65 - Vista lateral deslocamento na direção x

O deslocamento na direção x, para fora da folha, tem seu ponto máximo exatamente onde é esperado, próximo de onde acontece a tensão máxima nas almas externas. Isto acontece, pois como as almas são muito esbeltas e suas extremidades são todas fixadas nas direções x e y, logo o deslocamento em x é o único possível. Mas lembrando que este deslocamento de 0,2253 mm não nos gera preocupação, pois em comparação com as dimensões da estrutura é irrelevante.

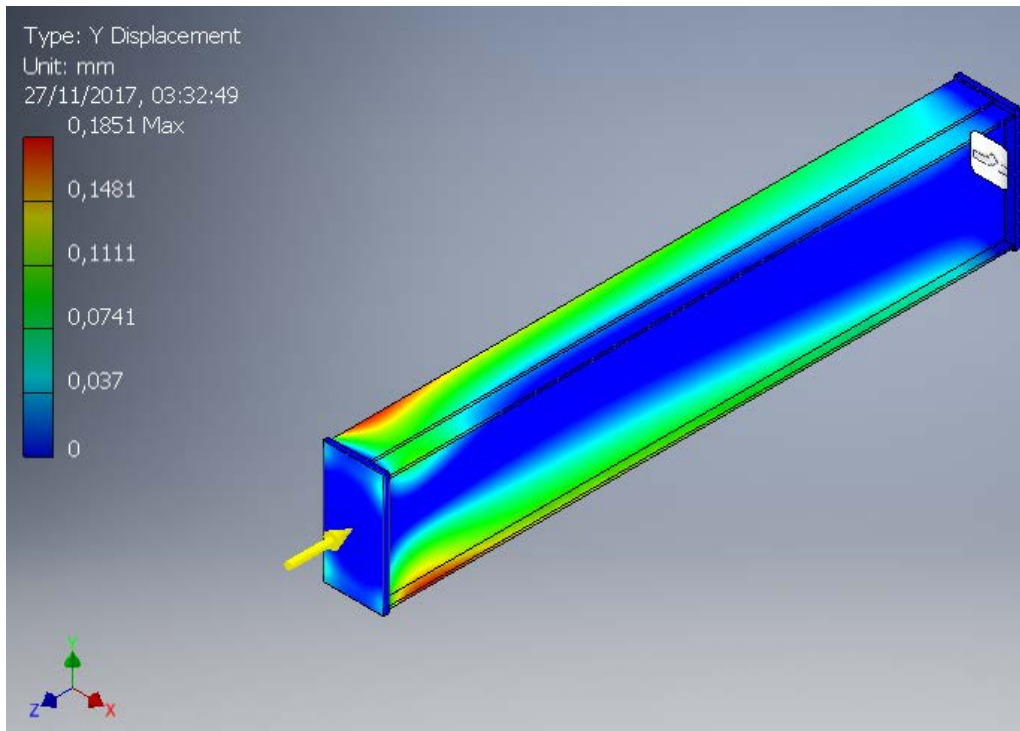


Figura 66 - Vista isométrica deslocamento direção y

O deslocamento na direção y acontece com maior intensidade nas abas superior e inferior da viga, devido à pequena flambagem gerada pela compressão e como estas abas estão nas partes mais externas era de se esperar que sofressem a maior flambagem em y. Porém, como no deslocamento em x, este deslocamento máximo de 0,1851 mm é irrelevante para as dimensões da peça.

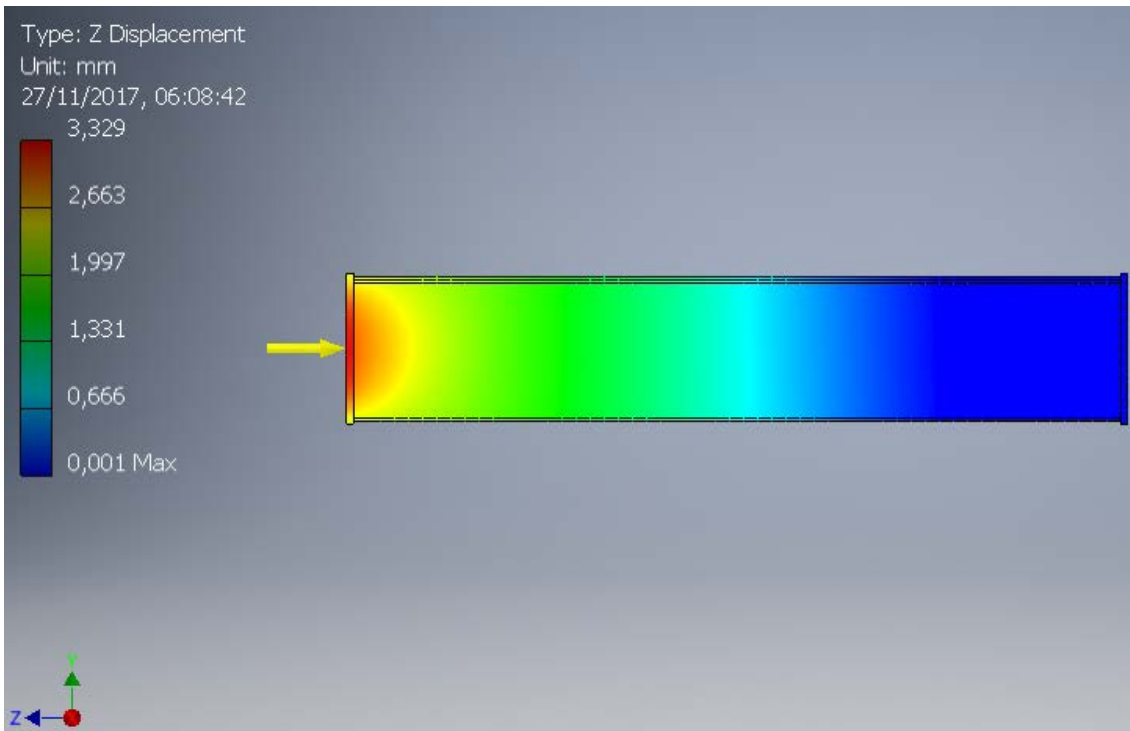


Figura 67 - Vista lateral deslocamento na direção z

Vemos que a deformação na direção z é maior na parte lateral das chapas de apoio e na mesma parte das almas que sofre a maior tensão. Podemos ver que o deslocamento é muito parecido com a parábola de tensão nas figuras da simulação. A deformação em z é a de maior intensidade, chegando a 3,329 mm na lateral da chapa de apoio e atingindo valores próximos a 3,000 mm no início das almas. Lembrando, que mesmo que este deslocamento seja bem maior que os outros, continua sendo bem seguro devido as dimensões da estrutura.

Na figura abaixo vou mostrar as deformações aumentadas para que possamos ter uma ideia de como elas realmente são, pois nas figuras acima nos mostram as figuras com as deformações reais e a intensidade delas, porém como são muito pequenas não conseguimos visualizar tão bem a disposição delas, por isso é valido aumenta-las.

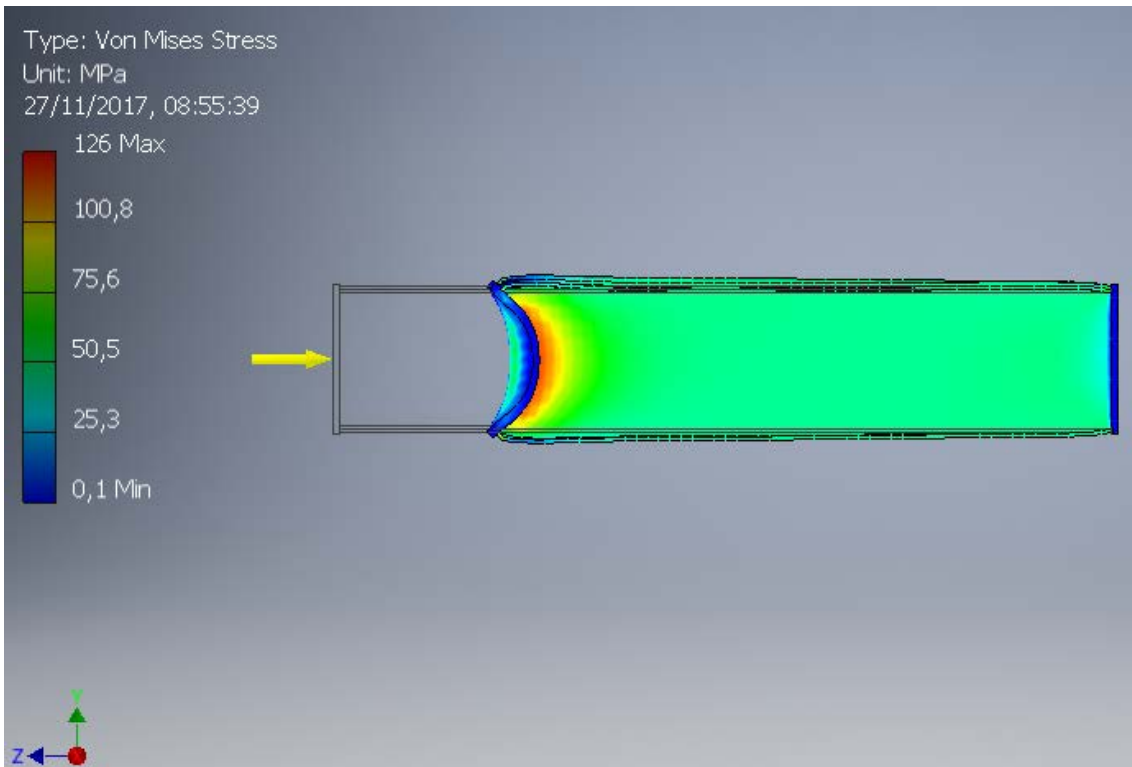


Figura 68 - Vista lateral deformação aumentada

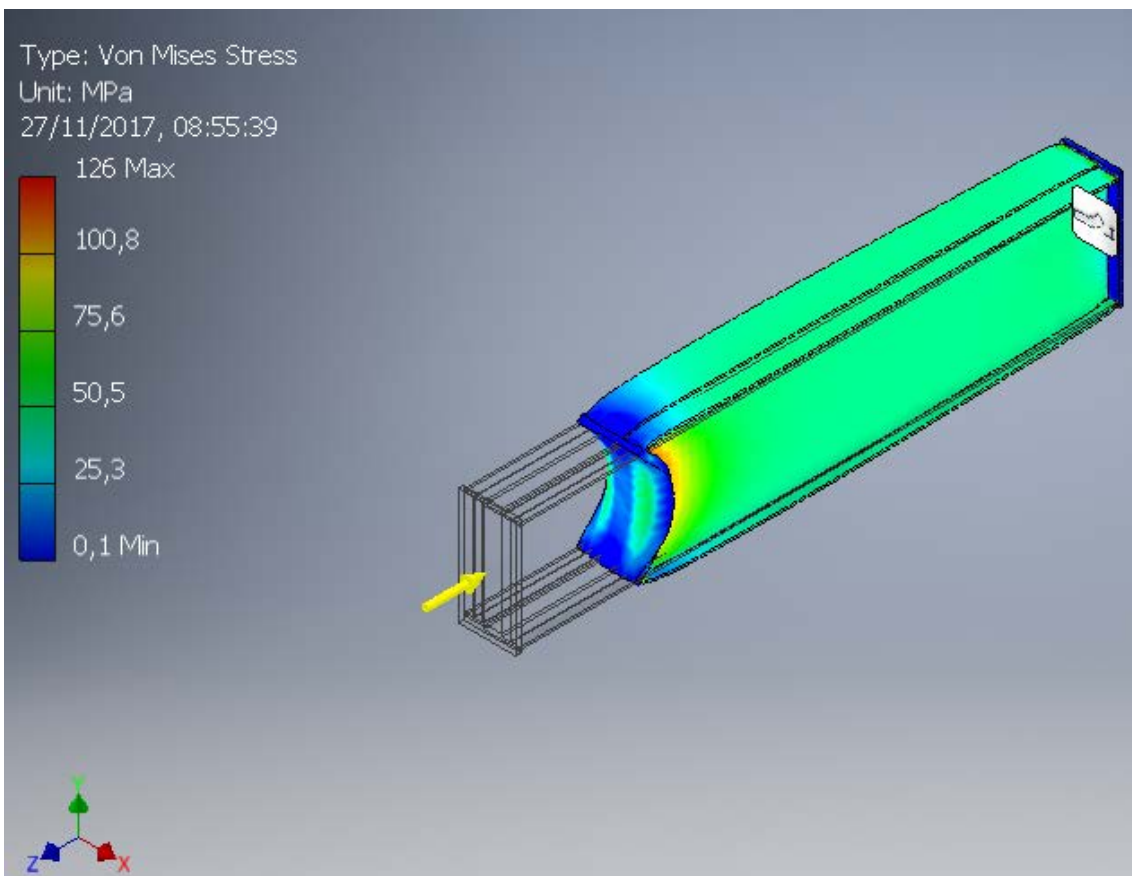


Figura 69 - Vista isométrica deformação aumentada

4.4. Pistões

Como os atuadores da máquina de tração, os pistões tem papel crucial na capacidade de operação da máquina. Toda a estrutura da máquina é projetada para resistir às forças dos ensaios, já os pistões, além de resistir a estas forças, também são os geradores dos movimentos que as originam, ou seja, a força é feita por eles. A força é gerada através do movimento das hastes, ou mais precisamente a resistência ao movimento das hastes, este movimento é gerado por bombas que jogam óleo hidráulico para dentro dos pistões e quando o equipamento testados já esta sob tensão, as bombas pressurizam o óleo cada vez mais, gerando mais carga.

A parte do projeto dos pistões ficou por conta da empresa que os fabricou, a Hidralf, foi ela que forneceu as informações dos pistões depois de prontos e com estas informações serão calculados os dois fatores de segurança pertinentes para estes pistões, o fator de segurança para que o tubo não deforme plasticamente com a pressão interna e o fator de segurança para que a haste não sofra flambagem.

Informações dos pistões:

Item	Valor	Unidade
Diâmetro externo da camisa	611,14	mm
Diâmetro interno da camisa	429,64	mm
Espessura Camisa	90,75	mm
Diâmetro externo da haste	381,00	mm
Diâmetro interno da haste	228,60	mm
Espessura Haste	76,20	mm
Limite escoamento aço Camisa	250,00	MPa
Módulo de elasticidade aço Haste	200,00	GPa
Pressão máxima de operação	350,00	Bar

4.4.1. Resistencia da camisa à pressão interna

Para definir o fator de segurança a deformações plásticas devido à pressão interna na camisa do pistão, será utilizada a solução de Lamé para vaso de pressão, pois é uma boa solução para vasos de pressão com paredes grossas, a única aproximação que se tem que fazer é que não haverá influencia das tampas nesta solução.

Este problema é axissimétrico (o cilindro tem raios r_i e r_e , e é submetido a pressões p_i e p_e) e tanto σ_r como σ_θ só dependem da coordenada radial r . No caso particular (importante) de um vaso de pressão interna, onde $p_i=p$ e $p_e=0$, as equações se resumem a:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p}{r_e^2 - r_i^2} \cdot \left(1 - \frac{r_e^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_\theta = \frac{r_i^2 p}{r_e^2 - r_i^2} \cdot \left(1 + \frac{r_e^2}{r^2} \right) \quad [6]$$

E neste caso, o maior valor da tensão de Tresca por Lamé ocorre na parede interna do vaso, onde σ_θ é máximo e σ_r é mínimo, e vale:

$$p \left(\frac{r_e^2 + r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} + 1 \right) = p \left[\frac{(D/d)^2 + 1}{(D/d)^2 - 1} + 1 \right] = p \left[\frac{2 \cdot (D/d)^2}{(D/d)^2 - 1} \right] = \frac{S_E}{\phi}$$

A p_i foi calculada da seguinte maneira: Primeiro foi calculada a área de avanço, ou seja, a área que a pressão interna empurra a hastes e então se dividiu a força exercida por cada pistão, 500 toneladas, por esta área e se encontrou σ_z , que é igual a p_i .

$$A_{avanço} = \frac{\pi * (D_{ext} - D_{int})^2}{4} = 0,1450 \text{ m}^2$$

$$P_{max} = 500 \text{ t} = 5.000.000 \text{ N}$$

$$p_i = \frac{5.000.000}{0,1450} = 34.488.214 \text{ Pa} = 344,88 \text{ Bar}$$

A tabela abaixo mostra as tensões σ_r e σ_θ em cada ponto do raio da camisa e o fator de segurança em cada ponto segundo Tresca.

r (mm)	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	Fat Seg Tresca
305,57	0,00	67,40	8,16
300,57	-1,13	68,53	7,90
295,57	-2,32	69,72	7,63
290,57	-3,57	70,97	7,38
285,57	-4,89	72,29	7,13
280,57	-6,27	73,68	6,88
275,57	-7,74	75,14	6,64
270,57	-9,28	76,69	6,40
265,57	-10,92	78,32	6,16
260,57	-12,65	80,05	5,93
255,57	-14,48	81,88	5,71
214,82	-34,49	101,89	4,03

Pode-se ver então nesta tabela que com é de se esperar, a máxima tensão cisalhante é encontrada na parede interna da camisa do pistão. Observa-se então que o pistão opera com uma margem de segurança a deformações plásticas n a camisa do pistão acima de quatro para um em carga máxima de operação.

4.4.2. Resistencia da haste à flambagem

Para definir o fator de segurança à flambagem da haste é a mesma já utilizada para cálculo da carga crítica de flambagem das vigas, pela seguinte equação:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2}$$

Pela figura 51, sabe-se que:

$$L_e = \frac{L}{2}$$

Para o cálculo do I da haste é utilizada a seguinte equação:

$$I_{haste} = \frac{\pi * (D_e^4 - D_i^4)}{64} = 9,00 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

Logo:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 200 * 10^{19} * 9,00 * 10^{-4}}{(0,5 * 3,75)^2} = 505 * 10^6 N$$

A carga de trabalho é 500 t ou 5.000.000 N, com isso o fator de segurança é:

$$\varphi = \frac{505 * 10^6}{5 * 10^6} = 101,1$$

Logo as hastes estão completamente protegidas em relação a flambagem.

5. Custos do projeto

Como este é um projeto já em andamento este tópico será separado em três partes, orçamento inicial e projeções de custos, gastos totais até o momento e projeção de gastos futuros.

5.1. Orçamento inicial e projeção de custos

Como explicado no capítulo 3, este projeto teve seu ponta pé inicial com a oportunidade de compra dos dois pistões tensionadores de risers em 2015. Com os pistões “em mãos” e a certeza de que o projeto de uma nova máquina de tração era um investimento válido, se fez necessário à elaboração de uma projeção de custos.

Esta projeção não foi feita fazendo grandes análises de todas as possibilidades possíveis de gastos que se poderiam ter com este projeto, resumindo, viu-se as partes do projeto, cabeçotes, transformações dos pistões, reforço das vigas, compra de unidade hidráulica, entre outras. E segundo análise do presidente da Brascabo, levando em consideração a sua experiência em projetos anteriores e o caixa anual para investimentos da empresa, estipulou-se um orçamento de um milhão de reais para este projeto e tempo total de fabricação de um ano e meio.

5.2. Gastos totais até o momento e projeções de gastos

Este tópico irá apresentar os gastos com o projeto até a data de primeiro de dezembro de 2017. A tabela abaixo nos mostra estes gastos de maneira simplificada.

Origem	Tipo	Fornecedor	Valor total	Total quitado	Saldo devedor	Projeção gastos futuros
Pistões originais	compra	---	R\$ 100.000,00	R\$ 100.000,00	R\$ -	R\$ -
Chapas Reforço Vigas	compra	Cedisa	R\$ 63.000,00	R\$ 63.000,00	R\$ -	R\$ -
Chapas Cabeçotes	compra	Norte Aço	R\$ 118.000,00	R\$ 118.000,00	R\$ -	R\$ -
Unidade hidráulica	compra	Hidralf	R\$ 300.000,00	R\$ 300.000,00	R\$ -	R\$ -
Reforma dos pistões	serviço	Hidralf	R\$ 340.000,00	R\$ 260.000,00	R\$ 80.000,00	R\$ -
Reforço das vigas	serviço	Metalcald	R\$ 113.000,00	R\$ 113.000,00	R\$ -	R\$ -
Furos chapas cabeçotes	serviço	Torneamentos Amaral	R\$ 28.000,00	R\$ 28.000,00	R\$ -	R\$ -
Soldadores	mão de obra	Brascabo	R\$ 25.000,00	R\$ 25.000,00	R\$ -	R\$ 50.000,00
Fretes	serviço	Diversas transportadoras	R\$ 60.000,00	R\$ 60.000,00	R\$ -	R\$ 10.000,00
Outros (gastos pontuais)	variados	Diversos	R\$ 35.000,00	R\$ 35.000,00	R\$ -	R\$ 100.000,00
Total			R\$ 1.147.000,00	R\$ 1.067.000,00	R\$ 80.000,00	R\$ 160.000,00
				Total geral projeto	R\$	1.307.000,00

A tabela de gastos mostra que o orçamento inicial já foi ultrapassado em 14,7% e ainda projeta-se gastar mais 16% do orçamento original para finalizar o projeto da máquina de tração.

Lembrando que este projeto é somente da máquina de tração em si, porém para a plena operação desta máquina, ainda será preciso adquirir vários acessórios para a realização dos testes, como jogo completo de pinos de ancoragem, jogo completo de manilhas de carga, jogo de anéis de carga, spreaders bars, entre outros. Muitos destes equipamentos com capacidades até 1.000 toneladas a Brascabo já dispõe, porém ainda estima-se um gasto de pelo menos R\$ 250.000,00 somente com estes acessórios.

6. Conclusão

De uma maneira geral, podemos concluir que o projeto de uma máquina de tração de tamanha magnitude, é uma tarefa complexa e que não fica restrita somente à engenharia mecânica, neste projeto foi preciso entendimento de outras áreas de conhecimento para que todas as etapas pudessem ser concluídas. E foi possível ver que em cada capítulo que uma área de conhecimento foi mais dominante. Essas áreas são: Conhecimento da indústria offshore, conhecimento de normas técnicas, experiência com a operação da

máquina de tração antiga, conhecimento em resistência de materiais, conhecimento no software Inventor Professional, noção de custos de materiais e serviços, experiência com outros projetos, entre outros. Lembrando que este projeto, não é o projeto de uma pessoa só e que estes conhecimentos são de todos os envolvidos neste projeto. Estes são: o autor do projeto, o professor orientador do projeto, os diretores da Brascabo, os colaboradores da Brascabo que operam a máquina de tração, os fornecedores de serviços e produtos, os clientes da Brascabo, entre outros.

Conclui-se também com este projeto que as primeiras ideias e concepções sempre serão ajustadas e melhoradas com o andar da execução do projeto, neste projeto isto aconteceu de forma mais significativa na separação das vigas em seções. Esta melhoria de projeto foi pensada já com a iniciação do reforço das vigas, porém foi uma das melhores ideias relacionadas a operacionalidade da máquina de tração.

Por fim, a maior conclusão e certeza que se tem ao chegar no fim deste projeto e ver o começo de sua execução é de que esta máquina de tração com capacidade de 2.000 toneladas de carga de trabalho será a maior máquina de tração do Brasil fora de um laboratório, atendendo as demandas do mercado. E que esta máquina colocará a empresa Brascabo em destaque nacional no ramo de ensaios mecânicos de tração.

7. Bibliografia

[1] – Site Instron

[2] – Bishop lifting products – Testing Brochure

[3] – Site Autodesk

[4] – MECÂNICA DOS MATERIAIS. JAMES M. GERE e BARRY J. GOODNO

[5] - MECÂNICA DOS MATERIAIS. JAMES M. GERE e BARRY J. GOODNO

[6] – Material de Apoio CMM professor Marco Antônio Meggiolaro

