

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**PROJETO DE UM SISTEMA PARA TESTE
DE CARGA EM CARRETEIS DE 22' E 28'**

Carlos Renato Soares de Azevedo

Prof. Orientador.:
Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

**Rio de Janeiro
Junho de 2015**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**PROJETO DE UM SISTEMA PARA TESTE
DE CARGA EM CARRETEIS DE 22' E 28'**

Carlos Renato Soares de Azevedo

Projeto final apresentado em cumprimento às
Normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para
conclusão do curso de Engenharia Mecânica

Prof. Orientador.:
Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

**Rio de Janeiro
Junho de 2015**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

A994 Azevedo, Carlos Renato Soares de
Projeto de um sistema para teste de carga em carretéis de 22' e
28' / Carlos Renato Soares de Azevedo.—2015.
80f. + anexos : il.color. , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2015.

Bibliografia : f.80

Orientador : Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

1. Engenharia mecânica. 2. Armazenamento e transporte de
cargas. 3. Carretéis – Certificados e licenças. 4. Indústria offshore
de petróleo. I. Aguiar, Ricardo Alexandre Amar de (Orient.). II.
Título.

CDD 621

Dedicatória

Dedico esse trabalho a cada desafio superado ao longo desse caminho. E a todos aqueles que em algum momento estiveram ao meu lado e contribuíram para que eu pudesse chegar até aqui, sejam eles familiares, os amigos que sempre foram minha segunda família, ou pessoas que simplesmente estiveram presentes quando mais foi necessário.

Dedico em especial aos meus avós João e Carmem, a minha noiva Renata e ao professor e amigo Alzuir Guedes, que infelizmente nos deixou pouco antes da conclusão do mesmo. Não tenho como agradecer a vocês por tudo.

"O homem comum culpa aos outros por seus problemas, o homem superior culpa a si mesmo"
Confúcio

Agradecimento

Ao corpo docente do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, por transmitir o conhecimento que será a base para toda uma vida como profissional como Engenheiro Mecânico.

Ao professor Ricardo Alexandre de Amar Aguiar pela orientação.

A empresa Oceaneering USN, pela oportunidade de desenvolver este trabalho, em especial ao Engenheiro Flavio Vasconcelos.

Aos meus avós João Batista e Carmem, pela dedicação e amor ao longo de toda a vida, e por todas as oportunidades que me deram.

A todos os amigos, que ao longo de todo o curso de engenharia e da realização deste trabalho estiveram do meu lado, apoiando e ajudando.

A minha noiva Renata Borges, por toda o seu amor, dedicação e empenho ao longo de todos esses anos, sem você ao meu lado a conclusão deste trabalho teria sido muito mais difícil.

Minha imensa gratidão

Resumo

Este projeto de graduação em engenharia mecânica tem por objetivo desenvolver e analisar um sistema de teste de carga para carretéis utilizados para linhas flexíveis, através da análise dos principais esforços resultantes das operações, transporte e armazenamento. A proposta de desenvolvimento do mesmo surgiu da demanda de re-certificação periódica a qual este tipo de equipamento está submetido, a qual além de custosa também envolve questões de logística, o que levou a empresa OUSN, ter interesse no desenvolvimento de um sistema próprio. O mecanismo desenvolvido é composto por um sistema de alavancas que permitem simular as operações de içamento e carregamento estático para carretéis de 22' e 28'. Conciliando baixo custo, boa precisão na determinação das cargas aplicadas e praticidade de montagem.

Palavras chaves: mecanismo, teste de carga, certificação de carretéis

Abstract

This mechanical engineering project aims at the development and analysis of a loading test for flexible lines reels, through the analysis of the main efforts from operations, transport and storage. The project's proposal arose from this kind of equipment's periodic re-certification demands, this being, not only costly, but also involves logistic issues, this lead OUSN Company to take interest in the development of a system of their own. The developed mechanism comprises a system of levers which allows the simulation of lifting and static loading of 22' and 28' reels. Combining low cost and good accuracy in determining the applied loads and mounting practicality.

Key words: mechanism , load test, reels certification

Índice	
Capítulo 1 : Introdução	8
1.1. Objetivo	8
1.2. Desenvolvimento	8
1.3. Motivação	9
Capítulo 2 : Aplicações de Uso de Carreteis	10
2.1. Carreteis no Mercado Offshore	10
2.1.1. Linhas Flexíveis	10
2.1.2. Umbilicais	12
2.2. Aplicações do Carretel ao Longo do Ciclo de Vida de Um Umbilical	13
2.2.1. Produção	13
2.2.2. Armazenamento	13
2.2.3. Load in / out	14
2.2.4. Lançamento	14
Capítulo 3 : Definições do Modelo	16
3.1. Carretel	16
3.2. Rin Drives	16
3.3. Reel Carrier	18
3.4. Dimensional dos Carretéis	19
3.5. Cargas de trabalho	20
3.6. Peso próprio	20
3.7. Peso do produto	21
3.8. Tensão causada pelo bobinamento (<i>spooling</i>)	21
3.9. Tensão resultante do içamento	21
Capítulo 4 :Cálculos do modelo	22
4.1. Análise das forças atuantes no carretel	22
4.2. Efeitos da tensão de <i>Spoll</i>	26
4.3. Carregamento concentrado	29
Capítulo 5 : Desenvolvimento do Teste de Carga	33
5.1. Desenhos conceituais	35
Capítulo 6 : Dimensionamento dos Componentes	37
6.1. Critério dos projetos	37
6.1.1. Braço de Alavanca	38

6.1.2.	Memória de cálculo.....	44
6.1.3.	Cálculo dos esforços resultantes do teste de carga	45
6.1.4.	Cálculo dos esforços resultantes do teste de içamento	46
6.1.5.	Dimensionamento da Barra de reação 6.1.2	49
Capítulo 7 :	Componentes mecânicos e montagem do sistema	53
7.1.	Braço de alavanca.....	53
7.2.	Barra de reação	55
7.3.	Suporte dos pesos.....	57
7.4.	Esticador	58
7.5.	Manilha.....	59
7.6.	Cabos de Aço e <i>Slingas</i>	60
7.7.	Montagem do Sistema	64
Capítulo 8 :	Simulação Numérica	68
8.1.	Análises do braço de alavanca.....	68
8.2.	Análise dos resultados	70
8.3.	Análise da barra de reação	72
8.4.	Análise dos resultados	74
Capítulo 9 :	Conclusão e trabalhos futuros.....	79
Referências	80
ANEXOS	81
	ANEXO I –Desenhos do Braço de Alavanca.....	81
	ANEXO II – Desenho das Barras de Reação	86
	ANEXO III – Desenho do Suporte.....	89
	ANEXO IV – Desenho do Espaçador	91
	ANEXO IV – Catálogo dos componentes comerciais.....	92

Lista de Figuras

Figura 1 – Esquemático de um Riser[13].....	11
Figura 2 – Seção de um Umbilical Eletro-hidráulico [12].....	12
Figura 3 – Lançamento de Umbilical segundo o método “reeling” [13].....	15
Figura4 – Rin Drives [14].....	17
Figura 5 – Carretel posicionado sobre o Rindrive[14]	17
Figura 6 – Reel Carrier [15].....	18
Figura 7 – Dimensional dos Carretéis de 22’ e 28’ [16].....	20
Figura 8 – Princípio da Alavanca inter-resistentes [17].....	33
Figura 9 – Esquema da Alavanca[17].....	34
Figura 10 – Esquemático do Sistema montado para o teste de produto.....	35
Figura 11 – Esquemático do sistema montado para o teste de içamento	36
Figura 12 – Diagrama de corpo livre para o braço de alavanca	38
Figura 13 – Diagrama de corpo livre para o carretel	39
Figura 14 – Perfil da viga	40
Figura 15 – Perfil do braço de alavanca	41
Figura 16 – Esquemático de um <i>webopenineb</i>	42
Figura 17- Primeiro modelo proposto para a barra de reação	44
Figura 18 -Modelo real da barra de reação	44
Figura 19 – Diagrama de corpo livre para o braço de alavanca	45
Figura 20 - DCL representando o teste de carregamento estático	50
Figura 21 - Braço de alavanca	53
Figura 22– Perfil do braço de alavanca	53
Figura 23– Suporte para slinga inferior.....	54
Figura 24- Suporte para slinga superior	54
Figura 25– Barra de reação posicionada para o teste com o carretel de 28’	56
Figura 26– Mecanismo acoplar o carretel de 22’ a barra de reação.....	56
Figura 27– Barra de reação configurada para o teste com o carretel de 22’.....	57
Figura 28– Suporte para os pesos.....	57
Figura 29- Esticador	59
Figura 30-Manilha G-5263	59
Figura 31– Esquemático do teste de içamento do carretel de 22’, calculo do comprimento do cabo de aço	61
Figura 32 - Teste de carregamento estatico carretel de 22’.....	65
Figura 33– Teste de carregamento estatico carretel de 28’.....	66
Figura 34– Teste de içamento carretel de 22’	67
Figura 35 – Teste de içamento carretel de 28’	67
Figura 36- Modelo simplificado da geometria do braço de alavanca – Teste de içamento carretel de 28’	69
Figura 37- Modelo da malha para obraço de alavanca – Teste de içamento carretel de 28’	69
Figura 38- Modelo simplificado da viga do braço de alavanca – Teste de içamento carretel de 28’	70
Figura 39 - Modelo simplificado da malha para viga do braço de alavanca – Teste de içamento carretel de 28’.....	70

Figura 40– Resultado da análise em elementos finitos – Tensão Máxima - Içamento do carretel 28'	71
Figura 41 – Análise de convergência de Malha -Braço de Alavanca - Içamento do carretel 28'	72
Figura 42– Análise de convergência de Malha -Braço de Alavanca - Içamento do carretel 28'	72
Figura 43– Distribuição das cargas sobre a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 22'	73
Figura 44- Distribuição das cargas sobre a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 28'	73
Figura 45– Modelo de malha para a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 22'	74
Figura 46- Modelo de malha para a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 28'	74
Figura 47–Resultado da análise em elementos finitos para a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 22'	75
Figura 48 - Análise de convergência de Malha para a Barra de Reação - Içamento do carretel 22'	76
Figura 49- Resultado da análise em elementos para a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 28'	77
Figura 50 - Análise de convergência de Malha para a Barra de Reação - Içamento do carretel 28'	78

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Dimensional dos carretéis 22' e 28'	19
Tabela 2–Esforços Gerados Pelo Carregamento do Produto [1].....	23
Tabela 3- Carregamentos Gerados Pelo Produto Sobre o Carretel de 28'	25
Tabela 4 - Carregamentos Gerados Pelo Spool [1]	27
Tabela 5 - Carregamentos Gerados Pelo <i>Spool</i> Para Umbilical com Diâmetro de 192mm	28
Tabela 6 - Carregamentos Laterais Exercidos Pelas Camadas de Umbilical no Flange [1]	30
Tabela 7 - Carregamentos Laterais Exercidos Pelas 12 Camadas de Umbilical Sobre o Flange	31
Tabela 8 Carregamentos Real Lateral Exercidos Pelas Camadas de Umbilical [1].....	31
Tabela 9 – Possíveis Relações para o braço de alavanca em função das cargas	34
Tabela 10 – Fator de segurança dos cabos de aço por aplicação	61
Tabela 11 – Análise de convergência de Malha para o Braço de Alavanca - Içamento do carretel 28'	71
Tabela 12 -Análise de convergência de Malha para aBarra de Reação - Içamento do carretel 22'	75
Tabela 13 - Análise de convergência de Malha para aBarra de Reação - Içamento do carretel 28'	77

Capítulo 1 : Introdução

Ao longo dos últimos quarenta anos, a indústria petrolífera vem passando por grandes transformações tecnológicas, sobretudo no que diz respeito à exploração, que passou dos reservatórios terrestres depois para os campos marítimos em águas rasas, águas profundas e agora alcança águas ultra profundas. Como consequência desse novo cenário observou-se um grande aumento em investimentos no desenvolvimento de materiais e técnicas de produção, de forma a atender às condições cada vez mais severas de pressão e temperatura do meio submarino, o que quando falamos em *risers* e linhas flexíveis se reflete em estruturas maiores, mais complexas e por consequência mais pesadas, podendo chegar a até 2,5km de comprimento e 300t.

O foco deste trabalho está na qualificação e certificação de Carretéis, um elemento que a primeira vista pode parecer secundário, mas que na verdade é essencial para as linhas flexíveis, sendo responsável pelo armazenamento, transporte e em alguns casos lançamento destes ao mar.

1.1. Objetivo

Este trabalho tem como objetivo o projeto de um mecanismo para a realização da certificação de Carretéis de 22 e 28 pés. Assim, como uma análise relativa à segurança, custo e confiabilidade dos carretéis, permitindo que estes possam ser utilizados no transporte e armazenamento de flexíveis para uso *offshore*.

1.2. Desenvolvimento

Neste trabalho serão apresentados as definições sobre os carretéis, o produto transportado e as operações nas quais ele é utilizado, desde a produção até o lançamento do produto. No capítulo 2, serão apresentadas as aplicações dos carretéis e as principais operações que fazem parte da sua

aplicação. Nos capítulos 3 e 4 serão apresentados os componentes mecânicos utilizados, bem como a análise dos esforços resultantes da operação. No capítulo 5 são mostrados os desenhos conceituais do teste. No capítulo 6 serão mensurados os esforços e resultantes das forças atuantes em cada subconjunto do sistema, no capítulo 7 são dimensionados alguns componentes, no capítulo 8 serão apresentados os resultados das análises numéricas dos testes e por fim, no capítulo 9 serão apresentadas as conclusões do trabalho.

1.3. Motivação

A motivação deste trabalho foi devido ao interesse da empresa *Marine Production System* do Brasil em desenvolver um sistema de testes de carga para carretéis de 22 e 28 pés, de forma a evitar a terceirização desta atividade, podendo assim incorporar este serviço ao seu portfólio de qualificação.

Capítulo 2 : Aplicações de Uso de Carreteis

2.1. Carreteis no Mercado Offshore

O foco do desenvolvimento do teste foi atender a necessidade de uma empresa do ramo de dutos flexíveis, os quais são utilizados na indústria *offshore*, sobre tudo, com o objetivo de transferir fluídos e energia entre as unidades flutuantes e as plataformas de petróleo. Contudo, a aplicação deste tipo de estrutura se estende também a cabos de sinal e de potência além de *risers* rígidos, estando presente nas etapas de produção, armazenamento, envio e instalação por campo de navios lançadores. Por isso, o foco deste trabalho é a certificação de carretéis para umbilicais.

Entre os principais fatores que tornam cada vez mais crítico a questão da certificação de carretéis, podemos destacar as exigências dos projetos relacionados ao pré-sal. O qual apresenta laminas d'agua que chegam até 2.000 metros, o que exige o desenvolvimento de *risers* cada vez mais complexos, no que se refere à estrutura, em função das grandes pressões e cada vez maiores forças. O que implica em tramos maiores e mais pesados, gerando condições críticas de projeto. O que se reflete também nos seus periféricos e equipamentos de suporte, como é caso dos carretéis, que passam a ser mais robustos para sustentar cargas cada vez maiores.

2.1.1. Linhas Flexíveis

O termo linhas flexíveis (*flowlines*) é normalmente empregado para denominar as tubulações utilizadas para conectar os equipamentos de um arranjo submarino, transportando hidrocarbonetos até a base do *riser*. Com diâmetros de até 18 polegadas, elas podem ainda serem usadas para transporte de água de injeção ou produtos químicos da plataforma até o sistema submarino.

Via de regra, essas linhas permanecem apoiadas ou muito próximas ao leito marinho, e com isso, não sofrem grandes esforços decorrentes das marés

ou do movimento das plataformas. A figura 1, mostra com mais detalhes um *riser* e os elementos que compõe o mesmo.

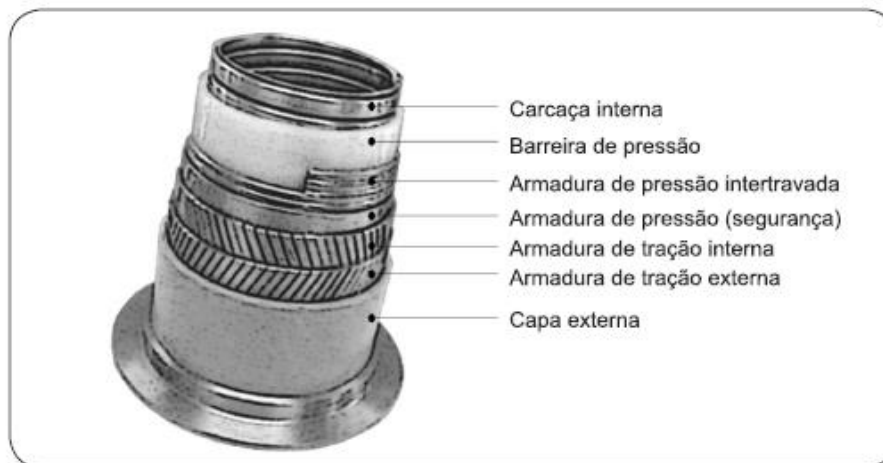


Figura 1 – Esquemático de um Riser[13]

Segue abaixo um breve resumo dos componentes apresentados na figura 1, e sua função dentro do mesmo.

- Carcaça interna em aço inoxidável AISI 304: prevenção de colapso devido à pressão externa;
- Barreira de pressão interna em poliamida: estanqueidade para os fluídos transportados;
- Armadura de pressão em espiral em aço carbono: suportar esforços radiais;
- Camada intermediária em poliamida ou polietileno de alta densidade: reduzir a fricção entre a espiral e a armadura de aço;
- Armadura de tração em aço carbono: suportar as cargas axiais;
- Camada externa em poliamida ou polietileno de alta densidade: proteger a camada de estrutura contra corrosão e abrasão e unir as camadas inferiores;

2.1.2. Umbilicais

Umbilical é um conjunto de tubulações, mangueiras e cabos, organizadamente distribuídos ao longo da seção transversal de uma carcaça cilíndrica protetora, cuja função é conduzir fluídos hidráulicos, produtos químicos, além de energia elétrica e sinais de controle e ópticos, da plataforma até os equipamentos posicionados no leito marinho, a figura 2 mostra uma seção de um umbilical eletro-hidráulico. Entre as principais funções dos umbilicais podemos destacar.

- Operação dos poços de produção e injeção;
- Intervenção nos poços;
- Injeção de produtos químicos nos reservatórios;
- Alimentação elétrica do sistema submarino.

A quantidade de tubos que compõem o umbilical depende da complexidade do sistema submarino, e o comprimento desses tubos é determinado pela distância entre os equipamentos submarinos e a plataforma.

Quando utilizados para transmissão de potência, os umbilicais são conectados diretamente aos equipamentos submarinos por meio de conectores projetados para operar imersos em água do mar ou por meio de caixas de junção submarinas, que distribuem a energia elétrica para os consumidores.



Figura 2 – Seção de um Umbilical Eletro-hidráulico [12]

Tipos de Umbilicais:

- Hidráulicos;
- Elétricos de Sinal;
- Elétricos de Potência;
- Óticos;
- Injeção de Produtos Químicos.

2.2. Aplicações do Carretel ao Longo do Ciclo de Vida de Um Umbilical

2.2.1. Produção

Durante todo o processo de produção do umbilical, o mesmo passa por uma série de etapas intermediárias ao longo das quais ele é armazenado nos chamados carretéis de processos, carretéis de menor porte, cujas dimensões e raios de curvatura são escolhidos de forma a permitir a armazenagem do produto, garantindo sua integridade. Ao longo dessas etapas o produto é transferido de um carretel para o outro através do processo conhecido como *respool*, na qual os *rin drives* devem ter suas velocidades sincronizadas de forma a compensar a diferença espessuras entre as etapas do produto. Contudo, por ser uma etapa intermediária, na qual o produto apresenta peso inferior ao seu peso final este processo não será abordado no projeto.

2.2.2. Armazenamento

Uma vez que o produto, o umbilical, encontre-se pronto permanecerá fixo ao tambor do carretel até seu lançamento em alto mar. Assim, deve-se garantir que o mesmo seja capaz de suportar a carga do equipamento sem que haja

qualquer tipo de deformações em sua estrutura, sendo um dos objetivos do teste garantir sua integridade.

2.2.3. Load in / out

As chamadas operações de *Load In* e *Load Out*, consistem na movimentação de carga tanto de uma embarcação para o porto, quanto para o contrário, sendo essas operações classificadas como operações de alto risco (*High HazardTask*), ou seja, operações de auto risco. No que no caso da movimentação de carretéis consiste na operação de içamento do carretel já carregado com o objetivo de levá-lo a bordo de uma embarcação.

Essa é uma das situações que pretendemos simular com o modelo experimental, uma vez que as solicitações são máximas já que toda a carga referente ao produto e ao peso próprio do carretel será içada apenas pelas abas laterais. Lembrando que as cargas totais podem chegar a 200t para os carretéis de 22" e 300t para os carretéis de 28".

2.2.4. Lançamento

A última etapa na qual os carretéis são utilizados consiste no lançamento para a instalação de das linhas, sobretudo no "método de lançamento carretel" ou "*reeling*", o qual consiste na soldagem do duto em terra e flexão da linha através de uma superfície circular rígida situada na embarcação. Posteriormente, o duto é retificado e lançado ao mar sob tensão. As linhas são estocadas em rolos de grande diâmetro no convés da embarcação para transporte e instalação. A soldagem do duto em terra possibilita a melhoria do controle de qualidade dos procedimentos de inspeção além de reduzir o tempo da instalação. Devido à sua alta velocidade de instalação, o método de lançamento de Carretel tem sido considerado como o de melhor desempenho operacional econômico. Esse método foi utilizado com sucesso pela Petrobrás em profundidades de até 1.300 m. A Figura 3 ilustra um lançamento utilizando o método Carretel.



Figura 3 – Lançamento de Umbilical segundo o método “reeling” [13]

Capítulo 3 : Definições do Modelo

Neste capítulo serão apresentados os dados referentes ao carretel, no que se refere ao dimensional, material, pontos para movimentação e carga total a ser suportada.

3.1. Carretel

O sistema a ser desenvolvido está sendo dimensionado para carretéis de aço de 22 e 28 pés, os quais foram projetados com base nas normas: *DNV Standard for Certification no. 2.22 - Oct 2008 / DNV Rules for Marine Operations - January 2000, Part 2 - Chapter 5: Lifting / DNV Rules for Classification of Ships - New Buildings - Hull & Equipment Main Class, Pt.3, Ch.1 (July 2009).*

3.2. Rin Drives

Os *Rin Drives*, figura4, são os dispositivos responsáveis pelo giro do durante todo o processo de bobinamento e desbobinamento, eles são compostos de uma base fixa e um par de roletes sendo um deles acionado por um motor elétrico. Durante a operação, ele atua provocando giro das bobinas, de modo que o produto possa ser transferido de uma bobina para outra ou lançado em campo.



Figura4 – Rin Drives [14]

Entre os diferentes modelos podemos encontrar *Rin drives* de base fixa ou moveis, sendo que os móveis tem a vantagem de serem instalados em balsas além de possibilitarem operação em campo. A figura 5 mostra um carretel instalado sobre um *rin drive*.

Durante teste a bobina pode chegar até 400 toneladas de carga estática (referente a bobina de 35').



Figura 5 – Carretel posicionado sobre o Rin drive[14]

3.3. Reel Carrier

Os chamados *Reel Carrier* tem sido uma saída estratégica para dinamizar a movimentação dos carretéis ao longo dos processos de fabricação, armazenamento e exportação do produto, além de serem financeiramente mais viáveis do que o investimento em carrosséis. Os *Reel Carrier*, figura 5, são uma categoria de caminhões adaptados ao transporte dos carretéis, substituindo o uso de guindastes nas operações *onshore* e entre as principais vantagens podemos destacar:

- Programas especiais de cargas móveis;
- Máxima precisão mesmo para grandes cargas;
- Alta capacidade de adaptação em forma e configuração;
- Todos os tipos de portadores do carretel podem ser personalizados.



Figura 6 – Reel Carrier [15]

3.4. Dimensional dos Carretéis

Os Carretéis a serem certificados neste trabalho são os carretéis de 22' e 28', a tabela 1 apresenta as principais dimensões desses carretéis, já a figura 7 apresenta um desenho esquemático dos carretéis já carregados com o produto.

Tabela 1 - Dimensional dos carretéis 22' e 28'

Informações dos Carretéis				
Dimensional:	Carretel de 22'		Carretel de 28'	
Flange	6,7m	0,2m	8,5m	0,2m
Tambor	3,3m	5m	4,4m	5m
Star bar	6,7m	0,2m	8,5m	0,2m
Peso da Estrutura	22t		45t	
Carga Admissível	200t		300t	

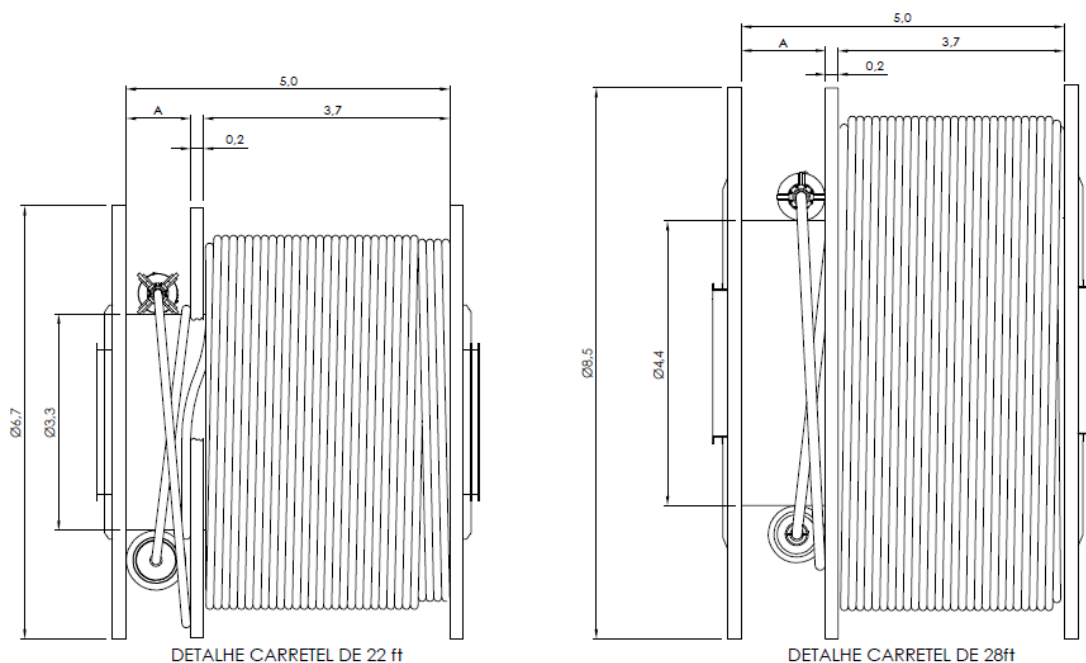


Figura 7 – Dimensional dos Carretéis de 22' e 28' [16]

3.5. Cargas de trabalho

Ao longo de toda a operação, o carretel está submetido a cargas que variam desde o seu peso próprio, o peso do produto, e as cargas oriundas da própria operação e carregamento do carretel. Assim, antes de definir os parâmetros do teste, devemos definir quais serão as cargas críticas.

3.6. Peso próprio

O peso próprio é um fator que não pode ser desconsiderado em função das dimensões da estrutura e da sua distribuição desigual de peso em função da presença da *Starbar*, a qual influencia tanto no peso do carretel, quanto no posicionamento do produto, além disso, devido à dimensões da estrutura o peso do carretel representa grande parte do peso a ser içado. Assim, é importante que o peso próprio do carretel seja considerado na hora da definição dos parâmetros do teste de carga, pois ele pode representar até mesmo 15% da carga total.

3.7. Peso do produto

Para simplificação do modelo será considerado que o peso do umbilical em questão é distribuído uniformemente ao longo do carretel, o que não é realidade na prática uma vez que a terminação montada, seja ela submarina ou de superfície, vai isolada na região do *Starbar*.

3.8. Tensão causada pelo bobinamento (*spooling*)

Durante o processo de *Spool*, bobinamento do umbilical ou no carretel, o mesmo passa a exercer uma tensão sobre o tambor, a qual é resultante sobretudo do atrito do produto com o carretel e da alavanca que o mesmo forma durante o processo.

3.9. Tensão resultante do içamento

Durante o içamento o conjunto, carretel mais umbilical é içado por apenas duas alças localizadas no centro da bobina. Contudo, o peso não estará totalmente dividido entre os dois lados, devido à presença da *starbar*, que impede uma distribuição uniforme do produto ao longo e todo o carretel, o que irá influenciar no içamento do mesmo, sobretudo no que se refere aos cálculos dos cabos de aço a serem utilizados. Além dessas cargas, durante o içamento outros fatores influenciam na operação sendo o principal deles a carga de vento, uma vez que as forças resultantes da mesma podem até mesmo impossibilitar a operação. Contudo, para efeito de certificação do carretel as mesmas podem ser suprimidas da análise do carretel, mas são indispensáveis no dimensionamento dos cabos de aço do içamento real.

Capítulo 4 :Cálculos do modelo

4.1. Análise das forças atuantes no carretel

Para continuarmos o desenvolvimento do modelo, o próximo passo é a realização dos cálculos referentes ao peso do produto em relação ao bobinamento para ambos os carretéis afim de, comprovar qual carga deverá ser utilizada no teste.

Para evitar redundâncias, será mostrada somente a análise dos esforços para o carretel de 28', uma vez que as conclusões podem por analogia serem estendidas ao carretel de 22'.

O primeiro dos esforços a serem calculados é uma comparação entre a força de atrito entre o umbilical e o tambor em relação a componente do peso resultante da catenária. Com o objetivo de identificar o comportamento do produto ao longo do *respoll*, a tabela 2 apresenta as principais variáveis e esforços resultantes deste carregamento.

Tabela 2–Esforços Gerados Pelo Carregamento do Produto [1]

D_{tambor}	Diâmetro do Tambor
$L_{Compartimento}$	Comprimento do superfície do tambor que comporta o produto
$A_{Compartimento} := \pi \cdot L_{Compartimento} \cdot D_{drum}$	Área total do tambor que comporta o produto
$p_{respoll}$	Pressão exercida pelo <i>respoll</i> do umbilical
$F_{compartimento} := p_r \cdot A_{tambor}$	Força perpendicular a superfície do tambor
μ	Fator de atrito associado ao produto
$F_{atrito} := \mu \cdot F_{Compartimento}$	Força de atrito entre o tambor e o produto, a favor do bobinamento, é a força que permite o <i>respoll</i>
$W_{produto}$	Massa do produto
a_L	Aceleração resultante longitudinal
$F_{produto_L} := W_{produto} \cdot a_L$	Força contraria ao bobinamento, força contraria a força de atrito entre o carretel e o tambor

Para os cálculos das forças atuantes sobre o carretel foram utilizados alguns dados já fornecidos pela empresa, como o valor de μ e a aceleração resultante da decomposição da gravidade em relação à bobina a_L . Tendo sido os mesmos realizados para um carretel de 28' e um umbilical de 300t. A tabela 3 apresenta o cálculo destes carregamentos.

Tabela 3- Carregamentos Gerados Pelo Produto Sobre o Carretel de 28'

$D_{tambor} := 4,40m$	Diâmetro do Tambor
$L_{Compartimento} := 4.07m$	Comprimento do superfície do tambor que comporta o produto
$A_{Compartimento} := 56.26m^2$	Área total do tambor que comporta o produto
$p_{respoll} := 202821.71Pa$	Pressão exercida pelo respoll do umbilical
$F_{Compartimento} := 1,141 \times 10^4 kN$	
$\mu := 0.3$	Fator de atrito associado ao produto
$F_{atrito} := 3.423 \times 10^3 kN$	Força de atrito entre o tambor e o produto, a favor do bobinamento, é a força que permite o <i>respoll</i>
$W_{produto} := 300000kg$	Massa do produto
$a_L := 0.363g$	Aceleração resultante
$F_{produto_L} := 1.068 \times 10^3 kN$	Força contrária ao bobinamento, força contrária a força de atrito entre o carretel e o tambor

Assim, uma vez que a força de atrito será maior do que o pesos resultantes, concluímos que o tambor conseguirá manter as camadas de umbilical estáticas sobre si não permitindo que as camadas do produto venham a deslizar umas sobre as outras gerando qualquer tipo de carga radial.

4.2. Efeitos da tensão de *Spoll*

A tensão de *spoll*, tensão gerada pelo efeito de se enrolar o umbilical no carretel tem como consequência, o surgimento de uma série de outros esforços no carretel. Neste trabalho tomou-se como valor da tensão de *Spool* o valor de 5 t.

Entre esses esforços podemos destacar:

A pressão radial ao longo do tambor, aplicando uma força ao longo da face do mesmo, essas forças são sobretudo uma consequência do processo de bobinamento, resultado da sobreposição das camadas de umbilical acomodadas sob tensão, a tabela 5 apresenta as principais variáveis geradas pelo *spool*.

Tabela 4 - Carregamentos Gerados Pelo Spool [1]

S	Tensão máxima durante o <i>spool</i>
d_{umb}	Diâmetro do Umbilical
$p := d_{umb}$	Passo do umbilical, distância máxima entre os centros
t_{av}	Espessura da parede do tambor (espessura da chapa)
C	Fator multiplicador em função das camadas do produto: 1 para uma camada 1.75 para duas 3.0 para mais de duas camadas
$\sigma_h := C \cdot \frac{S}{p \cdot t_{av}}$	Tensão de colapso do tambor, segundo a norma da DNV 2.22 capítulo 2 seção 5
D_{drum}	Diâmetro do carretel
$R_{drum} := \frac{D_{drum}}{2}$	Raio do carretel
$p_r := \frac{\sigma_h \cdot t_{av} \cdot 2}{D_{drum}}$	Pressão radial no tambor em função do <i>spool</i>

Mais uma vez para os cálculos do modelo utilizou-se um carretel de 28', além de informações prévias como a carga máxima exercida pelo *rindrive*

durante o *spool*, o diâmetro do maior umbilical produzido pela empresa, a tabela 5, mostra os cálculos gerados pelo *spool* de um umbilical.

Tabela 5 - Carregamentos Gerados Pelo *Spool* Para Umbilical com Diâmetro de 192mm

$S := 5\text{tonne.g}$	Tensão máxima durante o <i>spool</i>
$d_{umb} := 192\text{mm}$	Diâmetro do Umbilical
$p := 192\text{mm}$	Passo do umbilical, distância máxima entre os centros
$t_{av} := 12.5\text{mm}$	Espessura da parede do tambor (espessura da chapa)
$C := 1.75$	Fator multiplicador em função das camadas do produto: 1 para uma camada 1.75 para duas 3.0 para mais de duas camadas
$\sigma_h := 3.575 \times 10^7 . Pa$	Tensão de colapso do tambor, segundo a norma da DNV 2.22 capítulo 2 seção 5
$D_{drum} := 4407\text{mm}$	Diâmetro do carretel
$R_{drum} := 2203.5$	Raio do carretel
$p_r := 202821.712 Pa$	Pressão radial no tambor em função dos <i>poll</i>

A carga lateral nos *flanges*, resultado do cálculo das camadas do umbilical, que ao longo do *spool* encontram uma barreira física antes de inverter sua orientação de bobinamento. O esforço realizado por estas forças é máximo na solda entre o *flange* e o tambor.

4.3. Carregamento concentrado

Consiste na força concentrada transversalmente, resultante da operação de *respool* e da variação de direção do produto, sendo aplicada em um ponto no meio do vão do tambor. A pressão lateral aplicada pelo produto nas regiões anelar das *flanges* cai linearmente ao valor da pressão máxima de *flange* para zero à medida que se mover radialmente para fora, a partir da superfície do tambor para o fim das flanges / raios, tabela 6. Assim, a força total aplicada por esta pressão é calculada integrando a pressão de forma a decrescer linearmente ao longo da região anelar.

Tabela 6 - Carregamentos Laterais Exercidos Pelas Camadas de Umbilical no Flange [1]

$pf := \frac{2 \cdot t_{av}}{3 \cdot D_{drum}} \cdot \sigma_h$	Pressão radial máxima exercida na base da <i>flange</i>
$r1 := \frac{D_{drum}}{2}$	Raio externo do tambor
Ls	Espessura da camada de produto
$r2 := r1 + Ls - \frac{d_{umb}}{2}$	Raio externo
$F_z := \int_{r1}^{r2} \left(pf - pf \cdot \frac{r - r1}{r2 - r1} \right) \cdot 2\pi r dr$	Força lateral total aplicada sobre a <i>flange</i>
N_{spokes}	Número de camadas do produto
$f_{z1} := \frac{F_z}{N_{spokes}}$	Força lateral exercida por cada camada

Ao todo ao longo do *flange* é possível acomodar no máximo 18 camadas de carretel, contudo ao se bobinar um carretel, 14 camadas são aplicadas ao todo e apenas quatro realmente entram em contato com o *flange*, devido ao acomodamento das mesmas, exerce cada uma, 1,5 vezes o valor da força f_{z1} , conforme mostrado na tabela 8. A análise dos efeitos das camadas de umbilical que fazem contato direto com o flange, 12 camadas, está presente na tabela 7.

Tabela 7 - Carregamentos Laterais Exercidos Pelas 12 Camadas de Umbilical Sobre o Flange

$pf := 67609,99 Pa$	Pressão radial máxima exercida na base da <i>flange</i>
$r1 := 2203,5$	Raio externo do tambor
$Ls := 2,015m$	Espessura da camada de produto
$F_Z := 1,159 \times 10^6 . N$	Força lateral total aplicada sobre a <i>flange</i>
$N_{spokes} := 12$	Número de camadas do produto
$f_{z1} := \frac{F_Z}{N_{spokes}}$	Força lateral exercida por cada camada
$f_{z1} := 966569,306 . N$	Força lateral exercida por cada camada

Tabela 8 Carregamentos Real Lateral Exercidos Pelas Camadas de Umbilical [1]

$f_{z2} := 1,5 . f_{z1}$	Força real exercida por cada camada de umbilical na <i>flange</i>
$f_{z2} := 144853,959 N$	

Assim, como base nos cálculos anteriores, podemos concluir que os esforços laterais e os efeitos da operação de *spill* são pequenos quando comparados aos efeitos estáticos da carga sobre o tambor, o qual será a carga de trabalho para a realização do modelo.

Capítulo 5 : Desenvolvimento do Teste de Carga

Através dos cálculos realizados no capítulo anterior, pode-se agora desenvolver o equipamento, lembrando que o mesmo deve ser capaz de simular tanto as operações de içamento quanto de carregamento estático, as quais tomam como base a "DNV Rules for Marine Operations - January 2000, Part 2 - Chapter 5: Lifting" e a "DNV Standard for Certification no. 2.22 - Oct 2008", Ch2, Sec. 3, C. Cases of loading".

Assim, o dispositivo deve ser capaz aplicar forças no carretel equivalentes ao carregamento real, o que para um carretel de 28' consiste em cargas em torno de 300t.

Desta forma, buscou-se elaborar um sistema simples e que permitisse a realização do teste sem o uso de motores. Pois, os mesmos poderiam vir a falhar ou sofrer variação de torque ao longo dos testes. E a solução encontrada foi a de se trabalhar com um mecanismo multiplicador de forças, um sistema simples de alavancas e contra pesos, utilizando-se o modelo de alavancas inter-resistentes como mostrado na figura 8.

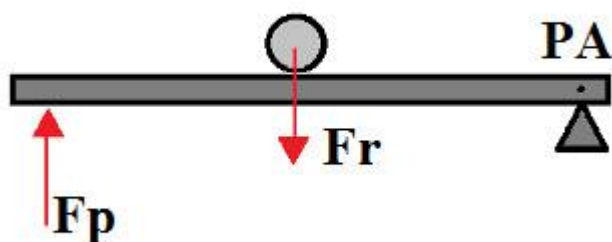


Figura 8 – Princípio da Alavanca inter-resistentes [17]

Para validar a idéia, foi preciso recorrer à noção de como as cargas seriam distribuídas e qual deveria ser o tamanho do braço a ser utilizado. Contudo, para isso, foi preciso avaliar o teste mais crítico, o teste de içamento, onde temos apenas duas alças para suportar o peso do conjunto.

Assim, durante o desenvolvimento do conceito do projeto, ignorou-se o peso próprio da barra, apenas para ter uma ideia da viabilidade do teste, utilizando-se dois braços um de cada lado do carretel, contudo as cargas ficariam muito altas e uma vez que os mesmos braços seriam utilizados no teste com o peso próprio passou-se a utilizar dois braços em cada lado do teste de içamento, o esquema do funcionamento de um desses braços é mostrado na figura 9.

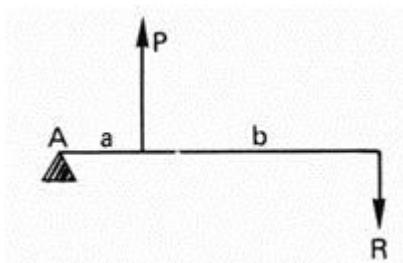


Figura 9 – Esquema da Alavanca[17]

Tabela 9 – Possíveis Relações para o braço de alavanca em função das cargas

Cálculo do braço	
$a \cdot P = b \cdot R$	
Dados	
P	75
R	2
Variáveis	
b	a
5	0,13
4	0,11
4.5	0,12

A tabela 9 mostra o estudo dos elementos da alavanca, estando P e Rem toneladas enquanto a e b estão em m.

Os mesmos valores calculados na tabela 9 também são válidos para a análise do teste com o produto. Assim, basta apenas redistribuir as cargas ao longo do tambor e para isso decidiu-se utilizar os braços de modo alternado, afim de, evitar qualquer possibilidade de giro no carretel.

5.1. Desenhos conceituais

Assim, a partir dos critérios definidos nos tópicos anteriores foram definidos os primeiros desenhos conceituais do posicionamento dos braços de alavanca e da barra de reação para os testes para o teste de carga e içamento, apresentados nas figuras 10 e 11 respectivamente.

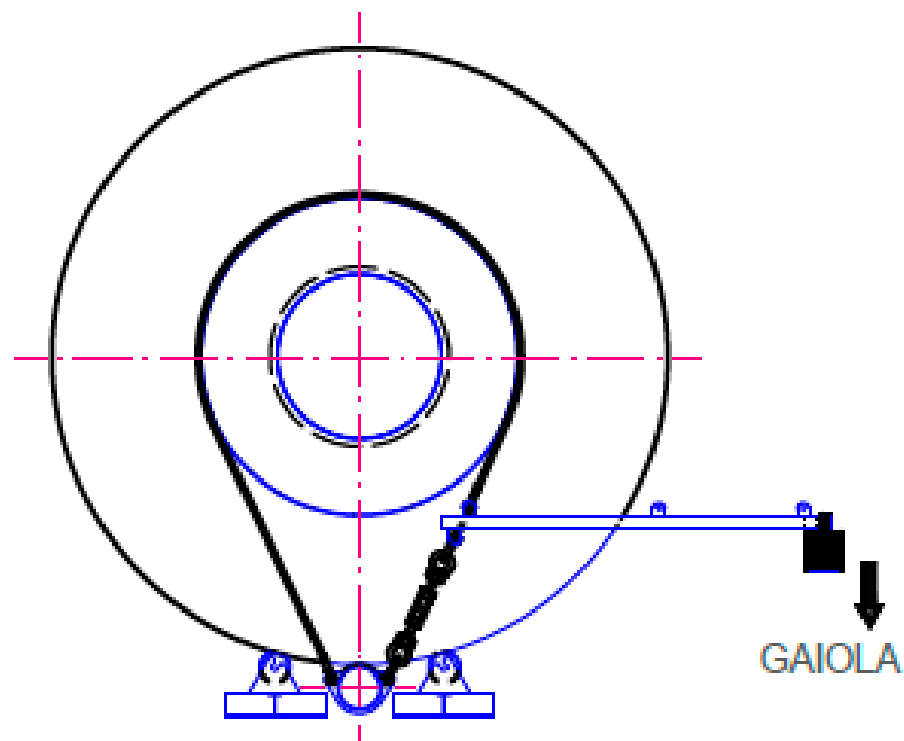


Figura 10 – Esquemático do Sistema montado para o teste de produto

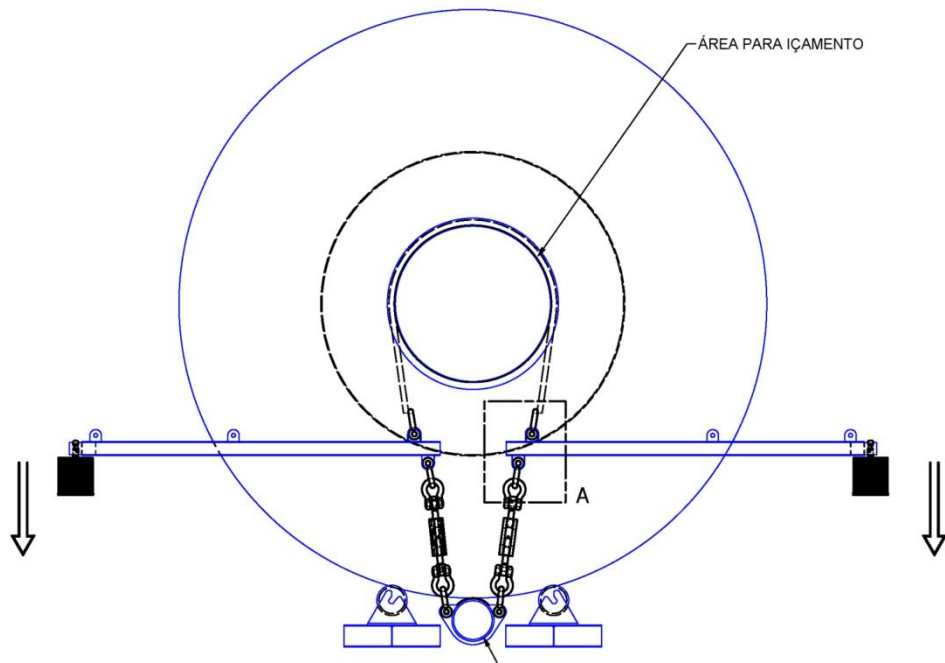


Figura 11 – Esquemático do sistema montado para o teste de içamento

Capítulo 6 : Dimensionamento dos Componentes

Neste capítulo serão apresentadas as definições iniciais dos parâmetros dos testes, assim como o dimensionamento dos componentes que realizarão o teste de carga, baseados nos desenhos conceituais apresentados no capítulo anterior.

6.1. Critério dos projetos

Uma vez que se tinha escolhido o tipo de alavanca, foi preciso definir quais seriam os outros elementos que iriam compor o sistema. Por isso, definiu-se que os testes seriam realizados sobre um *rin drive*.

A utilização do equipamento tornou-se viável pelo fato dos *rin drives* disponíveis suportarem até 400t não ocorrendo o risco de serem danificados em função do teste. Além do fato de que o mesmo daria altura suficiente entre o *flange* do carretel e o chão para a inserção do componente que trabalharia como ponto fixo para as alavancas.

Devia-se antes, definir a estrutura que serviria para ancorar as barras de reação, inicialmente a proposta era uma viga quadrada com abas soldadas, porém utilizou-se um tubo mecânico reforçado ou eixo maciço ambos contendo olhais soldados em sua estrutura.

É necessário o uso de algum mecanismo de ajuste para os braços de alavanca, uma vez que os cabos de aço devem estar tensionados ao longo de todo o teste para que os braços trabalhem paralelos ao solo, garantindo assim que as forças atuantes sobre o sistema sejam as desejadas.

Para a definição dos cabos de aço deve ser usado o mesmo fator de segurança e a norma que é seguido pelos padrões de cabos de guindastes a fim de visar à segurança e a integridade dos operadores.

6.1.1. Braço de Alavanca

A escolha do comportamento do braço foi o primeiro passo para a definição dos demais parâmetros do projeto, uma vez que ele irá definir os pontos de ancoragens e por consequência os efeitos das cargas no conjunto. Assim, para analisar esses parâmetros o primeiro passo foi construir um diagrama de corpo livre, figura 12, o qual abrange todos os esforços atuantes no braço como um todo e será usado em todas as análises deste item.

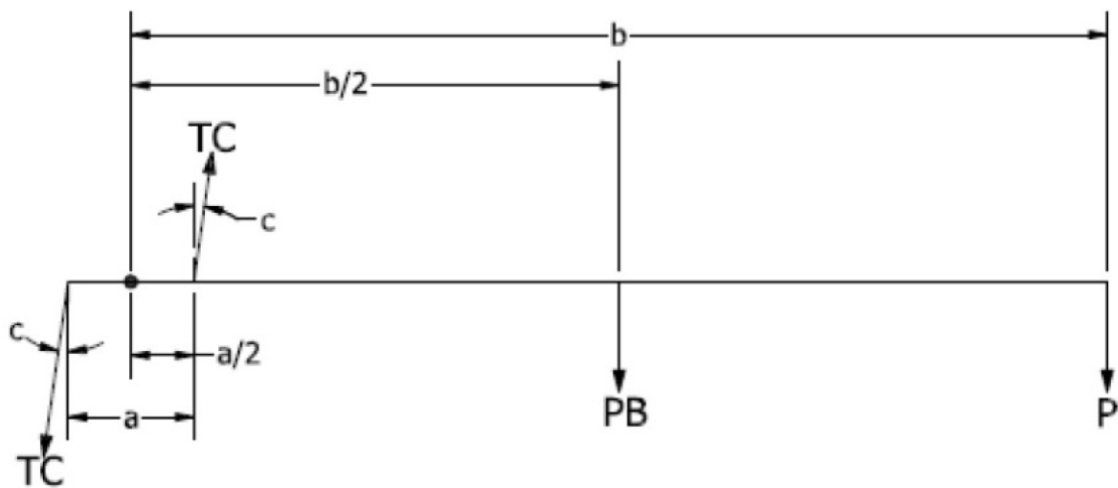


Figura 12 – Diagrama de corpo livre para o braço de alavanca

A partir do diagrama acima, observamos que conseguimos avaliar todos os esforços e componentes que atuaram sobre o braço, assim ficam definidos os seguintes parâmetros:

TC - Tração no Cabo

PB - Peso da Barra

P - Peso

a - Distância entre ponto de fixação dos Cabos

b - Distância de peso até o CG dos pontos de fixação dos cabos

c - Angulo

Carga = Carga do Carregamento

Sabendo que os valores de c; a; b e PB serão dados em função do projeto da barra em si.

Assim em função do diagrama de corpo livre podemos definir a equação para o cálculo da tração no cabo (1) e o peso aplicado na ponta da barra (2):

Calculo da tração no cabo:

$$TC = \frac{CARGA}{\cos(c) + \cos(c)} \quad (1)$$

A figura 13 mostra o esquemático das forças atuantes no carretel, sendo que o mesmo pode se usado tanto para o teste do tambor quanto para o de içamento:

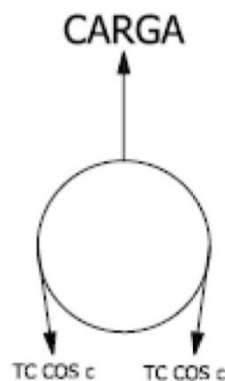


Figura 13 – Diagrama de corpo livre para o carretel

Peso aplicado na ponta da barra:

$$P = \frac{(a*TC*\cos(c) - (b/2)*Q)}{(2*b+a)} \quad (2)$$

Assim, para a definição dos parâmetros acima citados foi desenvolvido o modelo do braço de alavanca.

Em função de parâmetros construtivos e de garantia de resistência mecânica em função dos esforços foi desenvolvido um modelo com base em uma viga padrão H com abas paralelas. Além disso, como reforço estrutural foi soldado as laterais da viga duas chapas de meia polegada, com o objetivo de possibilitar tanto à fixação do peso na extremidade do braço como nos pontos de ancoragem dos cabos de aço.

A figura 14 mostra os detalhes do perfil da viga, já a figura 15 apresenta um esquemático do perfil do braço de alavanca já após a soldagem dos reforços laterais:

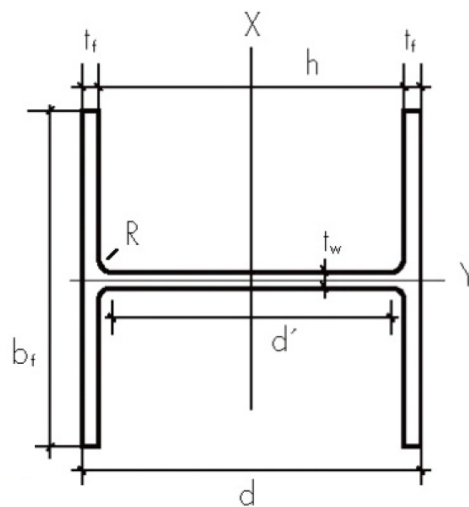


Figura 14 – Perfil da viga

Onde:

d = altura do perfil;

d' = altura livre da alma;

h = altura interna;

b_f = largura do perfil;

t_f = espessura da aba;

t_w = espessura da alma;

R = raio de concordância.

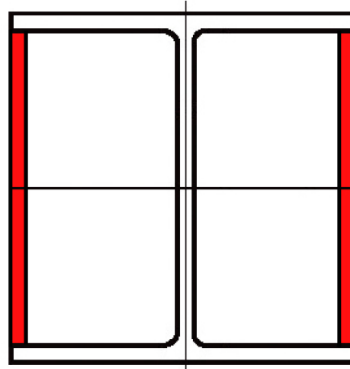


Figura 15 – Perfil do braço de alavanca

A partir do perfil mostrado na figura 15, foi feito um modelo começou a se desenvolver os modelos do braço, levando em consideração o comprimento, e a parte mais crítica que são os pontos de ancoragem, para os cabos de aço.

A ancoragem dos mesmos será feita com o uso peças metálicas fixadas à viga através do uso de pinos. Para a fixação dos mesmos, foram avaliadas duas possibilidades, uma de passar o pino através da alma da viga e outra de entender as abas de reforço e realizar a fixação do mesmo nela.

Para analisar a viabilidade de abrir furos na viga (*web opening*), realizou-se a análise de acordo com a norma AISC, a figura 16 mostra o esquemático de um furo em vigas. Para isso, devemos calcular a Razão de aspecto, relação entre o comprimento da abertura (a_o) e sua altura (h_o).

Estes limites estão relacionados a exigências mínimas para a estabilidade da alma, e nas bordas da viga. Sendo estes parâmetros resultados de análises experimentais que respaldam os modelos analíticos. Assim aberturas da ordem de 1/3 da altura total do perfil afetam pouco a capacidade da viga. No entanto havendo necessidade, podem-se fazer aberturas com alturas de até 70% da altura total do perfil.

A NBR 8800 de 1986, em seu anexo K, fornece critérios para execução de furos redondos com diâmetro de no máximo $d/3$. A nova versão da NBR 8800 deve prever furos circulares, quadrados e retangulares com altura de até $d/2$.

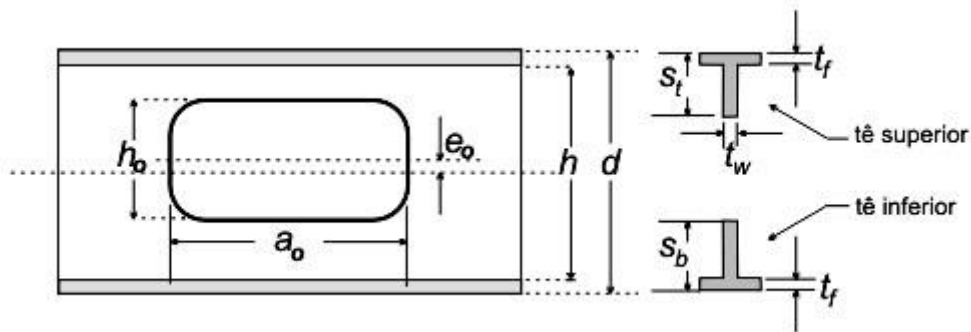


Figura 16 – Esquemático de um *webopenineb*

Seguem abaixo os critérios levados em consideração para o cálculo da abertura dos furos, apresentados na figura 16:

- 1) Altura máxima da abertura
A altura da abertura não deve exceder 70% de altura total da seção
($h_0 < 0,7d$)
- 2) Razão de aspecto da abertura
A relação entre o comprimento e a altura da abertura deve satisfazer ao seguinte critério

$$S \geq \begin{cases} h_0 \\ a_0 \cdot \frac{V_{db}/(\phi V_{pl})}{1 - V_{dt}/(\phi V_{pl})} \end{cases} \quad (3)$$

Onde:

h_0 – altura da abertura

a_0 – largura da seção

$$V_{db} = a_o / S_b$$

$$V_{dt} = a_o / S_t$$

$$\emptyset V_{pl} = d/2$$

3) Altura mínima dos tês

A altura dos tês superior e inferior, não deve ser menor que 15% da altura total da seção ($s_b > 0,15d$ e $s_t > 0,15 d$ - ver figura 1).

4) Razão de aspecto dos tês

As relações a_o / S_b e a_o / S_t , também chamadas razão de aspecto do tê respectivo, não devem ser maiores que 12 ($a_o / S_b < 12$, $a_o / S_t < 12$ - ver Figura 16).

5) Raio mínimo dos cantos

Os cantos da abertura devem ter um raio mínimo de duas vezes a espessura da alma, $2t_w$, ou 16mm, o que for maior, para evitar ruptura por fadiga.

6) Distância mínima do apoio.

Em qualquer caso a borda de uma abertura não pode distar menos que d do apoio.

7) Espaçamento entre as aberturas.

No caso de uma viga com múltiplas aberturas, o espaço livre entre duas aberturas adjacentes deve satisfazer as relações apresentadas na equação 3. No caso de aberturas circulares a equação 3 pode ser reescrita na forma da equação 4, a interação entre aberturas deve ser devidamente considerada.

$$S \geq \begin{cases} 1,5 D_0 \\ D_0 \cdot \frac{v_d / (\emptyset V_{pl})}{1 - v_d / (\emptyset V_{pl})} \end{cases} S \geq \begin{cases} a_0 \\ 2,0 d \end{cases} \quad (4)$$

Com base nos critérios acima, foram desenvolvidos dois modelos de braços de alavanca, os quais estão apresentados abaixo, o primeiro com os suportes soldados no corpo da viga, figura 17, o segundo com os mesmos fixos ao suporte, figura 18, analisou-se a viabilidade de um terceiro modelo com os pinos passantes pela relação à alma da viga, contudo o mesmo não chegou a ser utilizado, sendo descartado em função da relação, do diâmetro do pino e a alma da viga, equação 4.



Figura 17- Primeiro modelo proposto para a barra de reação

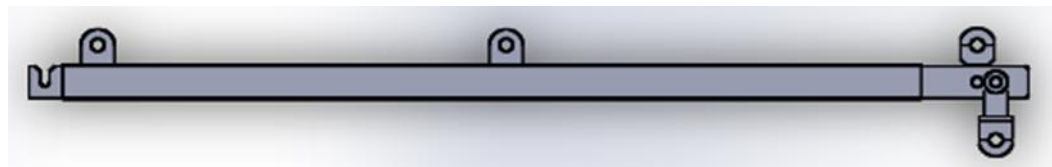


Figura 18- Modelo real da barra de reação

Entre os dois modelos de viga desenvolvidos, o segundo e o terceiro são os que apresentam maiores graus de liberdade para o sistema trabalhar durante o teste, contudo, apesar o terceiro modelo ter maior resistência mecânica, o segundo é mais fácil de construir, assim os cálculos e simulações serão feitos a partir deste modelo.

6.1.2. Memória de cálculo

Como forma de analisar os esforços atuantes sobre os cabos e as cargas necessárias para as realizações dos testes serão desenvolvidas a seguir as memórias de cálculos para o teste de carga e içamento para o carretel de 28'.

Os quais servirão de parâmetro para o dimensionamento dos componentes, uma vez que esse serão os maiores esforços atuantes nos componentes.

Devido à própria geometria do carretel é importante lembrar que haverá uma variação nos ângulos dos cabos de aço no teste de carga e içamento, bem como na carga que deverá ser utilizada para a realização dos mesmos.

A medição dos ângulos foi feito com base no desenho de montagem, garantindo que a barra se mantivesse paralela ao solo e o mais próximo possível tanto do tambor, quanto do colar de içamento, sem que houvesse interferência geométrica. O desenhos esquemático desse posicionamento pode ser visto no capítulo 7 apresentados mais adiante na seção 7.6.

6.1.3. Cálculo dos esforços resultantes do teste de carga

Utilizando o modelo dois, e o esquema de DCL apresentado na figura 19, temos:

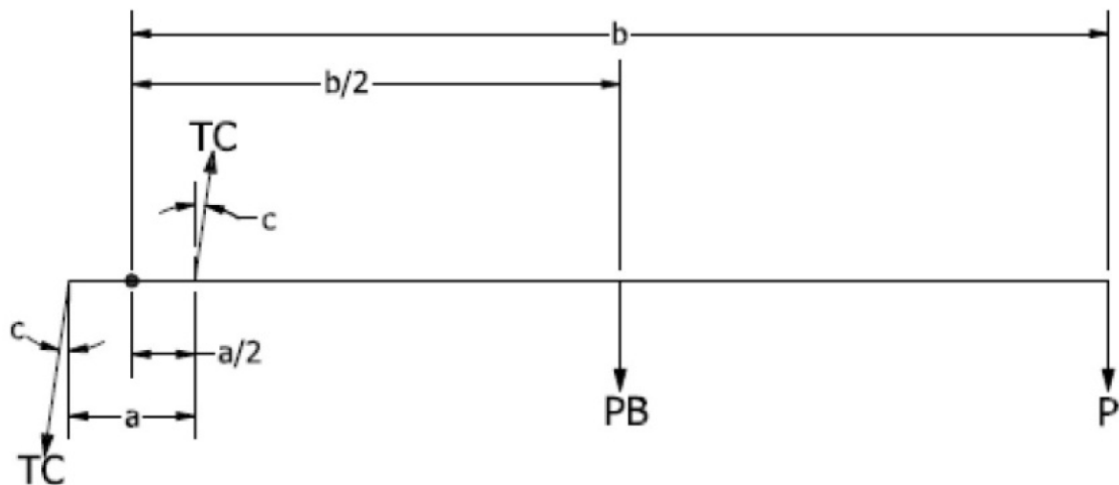


Figura 19 – Diagrama de corpo livre para o braço de alavanca

TC = Tração no cabo

PB = Peso (utilizado no teste) = 560Kgf

a = Distancia entre o ponto de fixação dos cabos = 200mm

b= Distancia do peso até o CG dos pontos de fixação dos cabos = 5015mm

c - Angulo de trabalho = 24,5°

Carga = Carga do Carregamento (Em função do teste)

A memória de cálculo a seguir, corresponde ao teste para os carretéis de 28', sendo este o cenário mais crítico, portanto o que apresenta as maiores cargas atuantes. Os detalhes do teste serão explicados mais adiante. “Contudo, uma vez que o carretel de 28” opera com 300t, o mesmo será testado com uma carga com 378t, o que equivale a um acréscimo de 26%.

A partir da equação 5, pode-se calcular a tenção no cabo

$$TC := \frac{Carga}{\cos(c)+\cos(c)} \quad (5)$$

$$TC = 43271 \text{ kgf}$$

A partir desses cálculos podemos definir também o peso a ser utilizado na extremidade do braço de alavanca. Para a realização do teste, utilizando a equação 2.

$$P = 632 \text{ kgf}$$

6.1.4. Cálculo dos esforços resultantes do teste de içamento

Quanto à análise dos esforços, estes continuam obedecendo ao mesmo DCL (figura 19), apresentando agora uma variação no ângulo c.

c - Ângulo de trabalho = 9,8°

A partir da equação 6, podemos calcular a tensão no cabo

$$T = 47188 \text{ kgf}$$

A partir desses cálculos podemos definir também o peso a ser utilizado na extremidade do braço de alavanca. Para a realização do teste, utilizando a equação 2

$$P = 771 \text{ kgf}$$

Assim, podemos concluir que no teste de içamento em função da redução do ângulo houve um aumento tanto da tração no cabo, quanto do peso utilizado durante o teste, e estes serão os esforços utilizados para as simulações do braço de alavanca e definições das anilhas e cabos de aço do teste.

Para o teste com o carretel de 22' serão realizados os mesmo cálculos foram utilizados para o carretel de 28', com algumas variações de parâmetros em funções da carga de trabalho, peso próprio e das dimensões do carretel. Contudo o DCL apresentado na figura 19 continua válido, uma vez que não há variação nas dimensões do braço de alavanca, assim como no funcionamento do teste como um todo.

Assim como nos casos anteriores, o ângulo c continua variando:

c - Angulo de trabalho = 19°

Apesar das variações na barra de reação elas não afetam os cálculos nem da tensão do cabo nem do contrapeso, contudo, uma vez que o carretel de 22" opera com 200t, o mesmo será testado com uma carga com 252t, o que equivale a um acréscimo de 26%.

A partir da equação 6, podemos calcular a tensão no cabo

$$TC = 23796 \text{ kgf}$$

A partir desses cálculos podemos definir também o peso a ser utilizado na extremidade do braço de alavanca. Para a realização do teste, foi utilizada a equação 2

$$P = 160 \text{ kgf}$$

6.1.4.1. Cálculo dos esforços resultantes do teste de içamento

Quanto à análise dos esforços, estes continuam obedecendo o mesmo DCL (figura 19), apresentando agora uma variação no ângulo c.

c - Angulo de trabalho = 11°

A partir da equação 6, podemos calcular a tensão no cabo

$$T = 25950 \text{ kgf}$$

A partir desses cálculos podemos definir também o peso a ser utilizado na extremidade do braço de alavanca. Para a realização do teste, foi utilizada a equação 2

$$P = 697 \text{ kgf}$$

Como já era de se esperar as cargas e esforços presentes nos testes do carretel de 22' são bem menores que os esforços apresentados nos testes dos carretéis de 28', e embora eles não sejam decisivos para o dimensionamento do braço de alavanca, eles são importantes na definição das *slingas* e do dispositivo que irá compensar a diferença de altura entre os carretéis, altura que será mostrado mais adiante.

6.1.5. Dimensionamento da Barra de reação 6.1.2

O projeto da barra de reação, assim como o dos braços de alavanca se caracteriza como um dos fatores definitivos para o sistema, uma vez que ela deve possuir uma geometria capaz de ancorar ambos os modelos de carretel, além de possuir homogeneidade no que se refere à resistência mecânica. Assim, optou-se pela utilização de uma geometria cilíndrica, através da utilização de tubos mecânicos.

Tubo de condução com ou sem costura ASTM A 106 gr.B de 24 pol schedule 80 por 5800 mm de comprimento.

$S_y := 240 \text{ MPa}$ Limite de escoamento *ASTM A106 gr. B*

$D_i := 548 \text{ mm}$ Diâmetro Interno do tubo

$D_o := 610 \text{ mm}$ Diâmetro Externo do tubo

$$R_t = \frac{D_o}{2} \quad (7)$$

$L_t := 5800 \text{ mm}$ Comprimento do tubo

Dados do carretel:

$$L_c := 5000\text{mm}$$

Comprimento do carretel

Dados do teste:

$$C_t := 300 \times \text{tonf}$$

Verificando o teste do carretel:

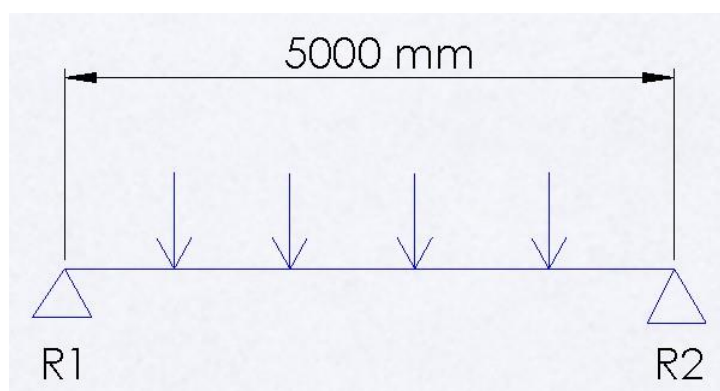


Figura 20 - DCL representando o teste de carregamento estático

O diagrama de corpo livre para o teste de carregamento estático, figura 20, foi montado considerando o tubo como bi apoiado nos dois flanges do carretel e sofrendo a carga dos quatro cabos equidistantes. O somatório de forças é 300t.

$$R1 = \frac{C_t}{2} \tag{6}$$

$$R1 = 1.334 * 10^6 N \quad \text{Reação no ponto 1 do tubo}$$

$$R2 = R1$$

$$Fr = R1$$

$$Fr = 1.334 * 10^6 N$$

$$Ar = \frac{Fr}{Sy} \quad \text{Área da seção do tubo necessária para resistir à carga}$$

$$Ar = 5.56 * 10^{-3} m^2$$

$$At = p \frac{Do^2 - Di^2}{4} \quad \text{Área da seção do tubo escolhido}$$

$$At = 0,056 m^2$$

$$Sf = \frac{Fr}{At} \quad (7)$$

$$Sf = 23,69 * MPa$$

$$FOS1 = \frac{Sy}{Sf} \quad \text{Fator de segurança do tubo}$$

$$FOS1 = 10$$

Tensão no centro do tubo:

$$It = p \frac{(Do^4 - Di^4)}{64} \quad (8)$$

$$It = 2.367 * 10^{-3} m^4 \quad \text{Momento de inércia do tubo}$$

$$Zt = \frac{It}{Rt} \quad (9)$$

$$Zt = 7.761 L$$

$$Sc = \frac{(Fr * Lc)}{8} * Zt \quad (10)$$

$$Sc = 107,5 * MPa \quad \text{Tensão no centro do tubo}$$

$$FOS2 = \frac{Sy}{Sc} \quad (11)$$

$$FOS2 = 2.233$$

Contato do cabo no tubo:

$$Dc := 50.8 \times mm$$

$$Ac = \frac{(p \times Do) \times Dc}{2} \quad (12)$$

$$Ac = 0.049m^2$$

$$Fc = \frac{Ct}{4}$$

$$Sb = \frac{Fc}{Ac}$$

$$Sb = 13.71 MPa$$

$$FOS3 = \frac{Sy}{Sb}$$

$$FOS3 = 17.50$$

Capítulo 7 : Componentes mecânicos e montagem do sistema

Uma vez que todos os esforços aplicados sobre os componentes já estão definidos, serão agora definidos os componentes de cada elemento que compõe o sistema, sejam eles comerciais ou não.

7.1. Braço de alavanca

Tendo este sido o primeiro componente a ser dimensionado, deu-se origem a todas as demais análises. Ao todo, o sistema é composto por quatro braços cujo detalhamento pode ser visto nas figuras 21, 22, 23 e 24. Os desenhos técnicos do braço de alavanca e dos seus componentes encontram-se no anexo I

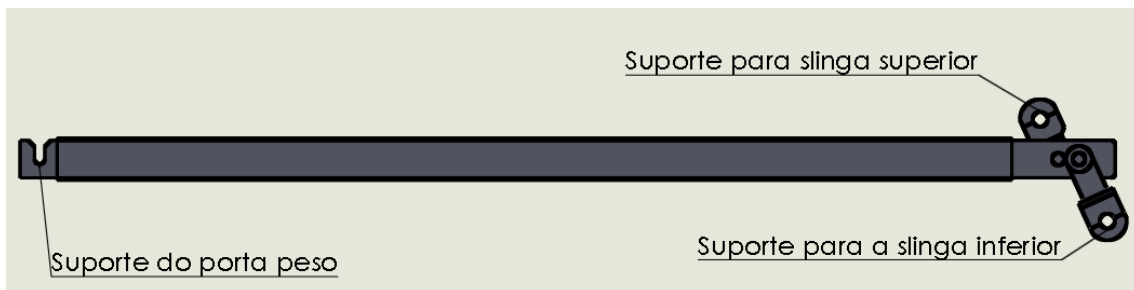


Figura 21 - Braço de alavanca

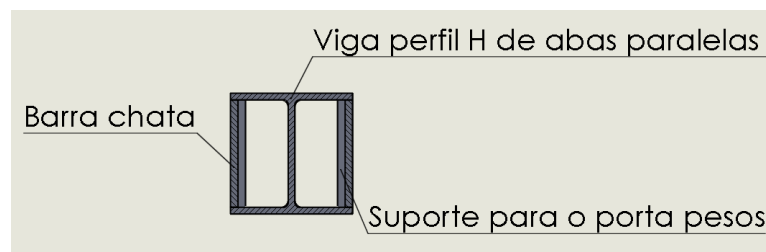


Figura 22– Perfil do braço de alavanca

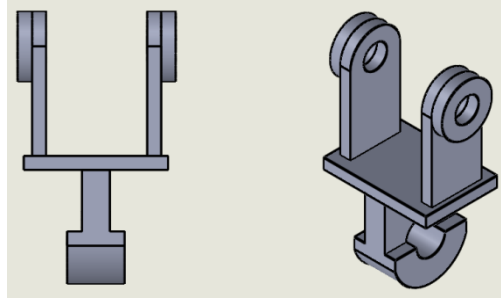


Figura 23– Suporte para slinga inferior

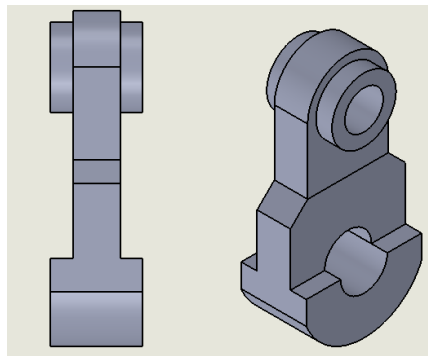


Figura 24- Suporte para slinga superior

Perfil "H" - Abas paralelas

Referência: Gerdeau Perfil H – HP 200 x 53,0

Material: ASTM A572

Medidas: 204 x 207 x 5200 mm

Chapa de reforço lateral da viga

Material: ASTM A572

Medidas: 178 x 11,3 x 5200 mm

Quantidade: 2 por braço – 8 total

OBS: medidas de referência, pois a chapa será soldada na parte interna da viga.

As análises dos demais componentes dos demais braços de alavanca serão feitas através do uso de elementos finitos no capítulo 8.

7.2. Barra de reação

Apesar da memória de cálculo do tubo mecânico ter sido apresentado no capítulo anterior, ele não é o único componente que compõe a barra de reação, na verdade em função da mesma barra ser aplicada a duas configurações de teste de carga, a figura 25 mostra a mesma na posição para o teste do carretel de 28'. Já para a realização do teste com o carretel de 22' foi necessário o desenvolvimento de um dispositivo que se minimiza os efeitos da diferença de dimensão entre os dois carretéis, o qual pode ser visto na figura 26 Outro recurso utilizado em conjunto com o dispositivo citado anteriormente foi à variação da posição de utilização da barra de reação, uma forma de aumentar a distancia entre o flange e o ponto de ancoragem dos cabos. A figura 27 mostra a configuração final para o teste com o carretel de 22'.

Além da variação da altura ter reflexos na variação dos ângulos de trabalho do braço de alavanca e no dimensionamento dos cabos de aço do teste. Seguem abaixo os componentes que fazem parte da barra de reação e suas configurações de acordo com os testes, os desenhos técnicos da barra de reação e dos elementos que a compõe estão no anexo II.

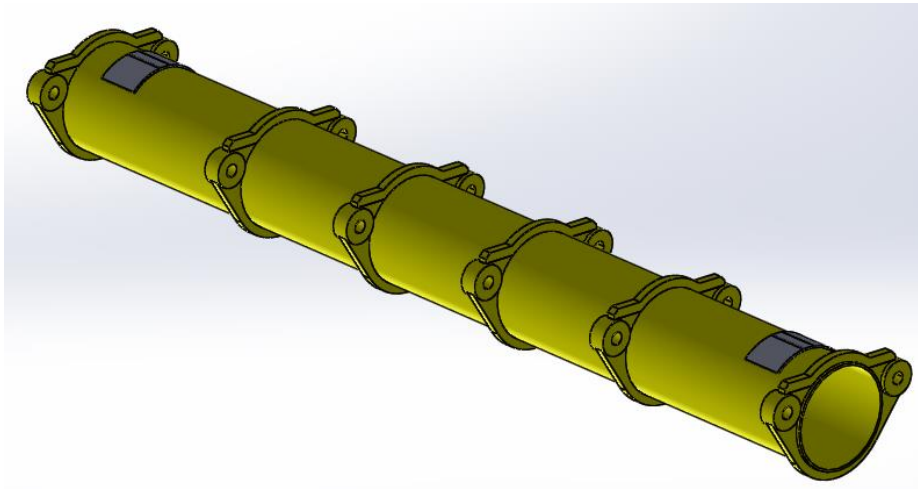


Figura 25– Barra de reação posicionada para o teste com o carretel de 28'

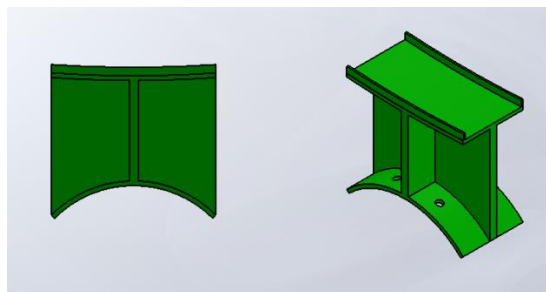


Figura 26– Mecanismo acoplar o carretel de 22' a barra de reação

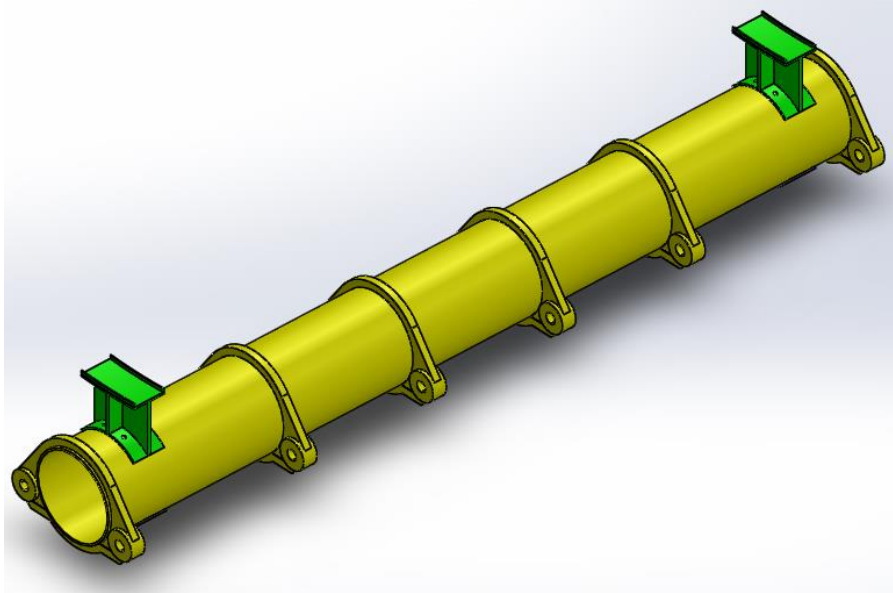


Figura 27– Barra de reação configurada para o teste com o carretel de 22'

7.3. Suporte dos pesos

Apesar de ser o componente com as menores solicitações mecânicas dentro do projeto, o suporte para os pesos, figura 28, foi desenvolvido de forma a ser facilmente acoplado ao braço de alavanca, além de garantir a estabilidade dos contrapesos, minimizando assim os riscos de acidentes devido a quedas, o desenho técnico do suporte e seus componentes encontra-se no anexo III

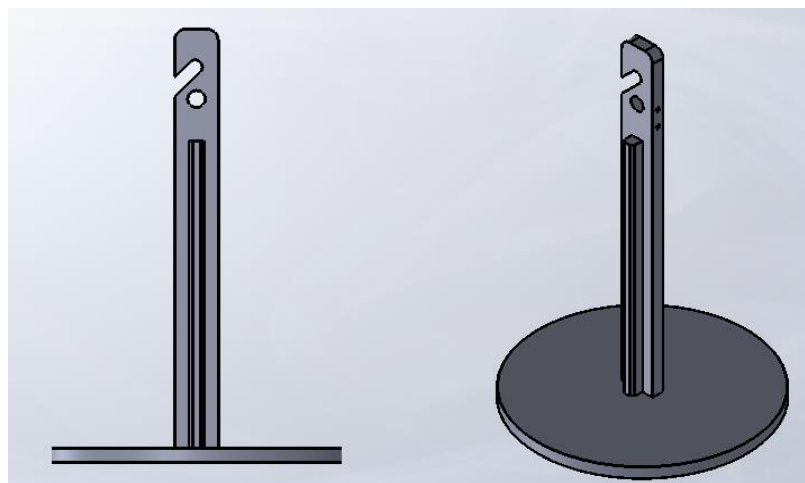


Figura 28– Suporte para os pesos

Demais componentes mecânicos

Além dos componentes mecânicos desenvolvidos para o projeto também foram utilizados componentes comerciais, os quais tiveram como parâmetros de escolha para os esforços, encontrados na memória de cálculo desenvolvida no capítulo 6. Os componentes que serão abordados nesse tópico são: Esticador, manilhas e *slingas*, o *desenho técnico do esticador encontra-se no anexo IV e as tabelas com as especificações das manilhas e slingas e demais componentes comerciais encontra-se no anexo V*

7.4. Esticador

Os Esticadores por definição são acessórios utilizados para tencionar cabos de aço e cordoalhas nos processos de fixação, amarração e movimentações de cargas em geral. Sendo ferramentas indispensáveis para o controle e retirada de folgas em cabos e cordoalhas, contudo seu uso também se estende a *slingas* de correntes e laço de cabos de aço

O princípio de funcionamento dos esticadores consiste em um mecanismo simples, composto por duas extremidades compostas por olhais e fusos roscados, os quais estão conectados a uma luva roscada, que serve como corpo da peça, assim para a realização do ajuste basta girar a luva. A figura 29 apresenta um esquemático do esticador projetado para o dispositivo.

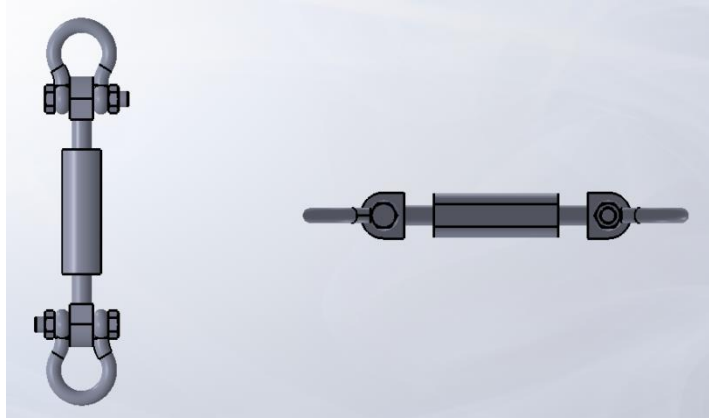


Figura 29- Esticador

7.5. Manilha

As manilhas por definição quaisquer acessório para movimentação ou fixação de carga, formado por duas partes facilmente desmontáveis, consistindo em corpo e pino. A principal, vantagem do uso das manilhas no projeto foi facilitar a fixação dos esticadores e *slings* nos braços de alavanca e barras de reação, permitindo também um melhor posicionamento e ajuste dos mesmos durante a instalação do sistema do teste já que permite uma maior mobilidade no que se refere à variação angular.

As manilhas utilizadas no sistema são do modelo G-5263, figura 30

G-5263



Figura 30-Manilha G-5263

7.6. Cabos de Aço e *Slingas*

Os cabos e aço são os principais elementos de ligação do sistema, responsáveis por transmitir os esforços entre todos os elementos mecânicos do sistema, trabalhando sobre grandes cargas. Assim, os mesmos foram dimensionados em de forma a garantir a operação segurança sem onerar muito o projeto.

O dimensionamento dos mesmos teve como primeiro passo a análise dos esforços presentes na memória de descritos no capítulo 6. Outro fator levado em consideração na escolha dos cabos foi o coeficiente de segurança, o qual é definido em função do tipo de operação, a tabela 10 mostra esta relação, para o caso do teste de carga a aplicação pode ser considerada como um carregamento estático.

Para escolha dos cabos foram utilizados os parâmetros abaixo:

$$FS = \frac{CRM}{CT} \quad (13)$$

FS - Fator de segurança

CRM - Carga máxima de ruptura

CT - carga de trabalho

Tabela 10 – Fator de segurança dos cabos de aço por aplicação

Aplicações	Fatores de segurança
Cabos e cordoalhas estáticas	3 a 4
Cabo para tração no sentido horizontal	4 a 5
Guinchos, guindastes, escavadeiras	5
Pontes rolantes	6 a 8
Talhas elétricas	7
Guindaste estacionário	6 a 8
Lingas	5
Elevadores de obra	8 a 10
Elevadores de passageiros	12

Uma vez definido o tipo de cabo a ser utilizado, o segundo passo foi a definição do comprimento dos mesmos. Para isso foram utilizados desenhos de conjunto, os quais representavam os sistemas já montados, respeitando os ângulos definidos no capítulo 6, neles os cabos de aço eram desenhados como linhas afastadas do tambor a uma distancia igual a metade do seu diâmetro.

Outro fato que foi levado em consideração no cálculo das distancias é que na montagem cada um dos esticadores estaria com metade de seu curso total aberto, isso para garantir o ajuste durante a montagem. A figura 31 representa um dos esquemas de montagem feitos para a definição da metragem dos cabos.

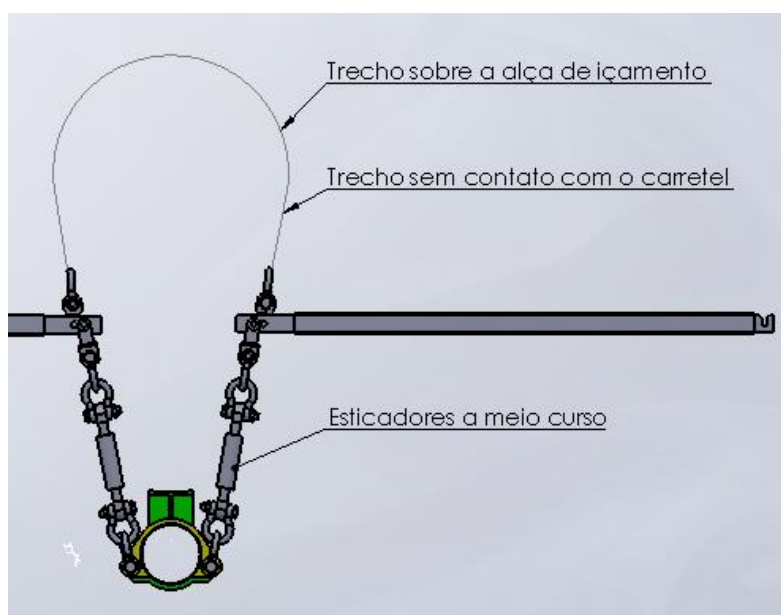


Figura 31– Esquemático do teste de içamento do carretel de 22', calculo do comprimento do cabo de aço

Assim a partir da combinação dos fatores descritos anteriormente foi possível definir quais seriam os cabos a serem usados em cada teste. Seguem abaixo a relação dos cabos de aço utilizados em cada teste.

Carretel de 28'

Teste de Carregamento estático:

Cabo de Aço com Sapatilha Pesada

Referência: Cimaf

Material: Classe 6 x 47 – Alma de Aço EIPS (Fator de segurança 5:1)

Carga de ruptura: 197 tf

Diâmetro: 2-1/4" *Extra Improved Plow Steel Cimax*

Comprimento: 13.500 mm – Tolerância +/- 2 mm

Quantidade: 4

Teste de Içamento:

Cabo de Aço com Sapatilha Pesada

Referência: Cimaf

Material: Classe 6 x 36 – Alma de Aço EIPS (Fator de segurança 3:1)

Carga de ruptura: 389 tf

Diâmetro: 3" *Extra Improved Plow Steel Cimax*

Comprimento: 6.940 mm – Tolerância +/- 2 mm

Quantidade: 2

Carretel de 22'

Teste de Carregamento estático:

Cabo de Aço com Sapatilha Pesada

Referência: Cimaf

Material: Classe 6 x 21 – Alma de Aço EIPS (Fator de segurança 3:1)

Carga de ruptura: 122,0 tf

Diâmetro: 1-5/8" *ExtraImprovedPlow Steel Cimaf*

Comprimento: 10.580 mm – Tolerância +/- 2 mm

Quantidade: 4

Teste de Carregamento estático:

Cabo de Aço com Sapatilha Pesada

Referência: Cimaf

Material: Classe 6 x 36 – Alma de Aço EIPS (Fator de segurança 3:1)

Carga de ruptura: 274 tf

Diâmetro: 2-1/2" *ExtraImprovedPlow Steel Cimaf*

Comprimento: 5,93 mm – Tolerância +/- 2 mm

Quantidade: 2

7.7. Montagem do Sistema

Uma vez definidas todos os elementos e parâmetros, foi definido também a forma como será realizada a montagem do teste. Assim o mesmo deverá ser realizado sobre um rin drive, o qual deve já conter sobre si a barra de reação. O carretel deverá ser posicionado com a utilização de *reelcarrier*. E uma vez que o sistema esteja posicionado, com o auxílio de empilhadeiras deverá ser realizado o posicionamento dos braços de alavanca e de dos cabos de aço, é posteriormente deverá ser realizado o tensionamento dos mesmos com os esticadores

Como forma de se equilibrar os momentos atuantes sobre o sistema ficou definido que para a realização do teste de carregamento estático os braços de alavanca devem ser posicionados de maneira alternada, o que pode ser visto nas figuras 32 e 33. As figuras 34 e 35 mostram o teste de içamento para os carretéis de 22' e 28' respectivamente

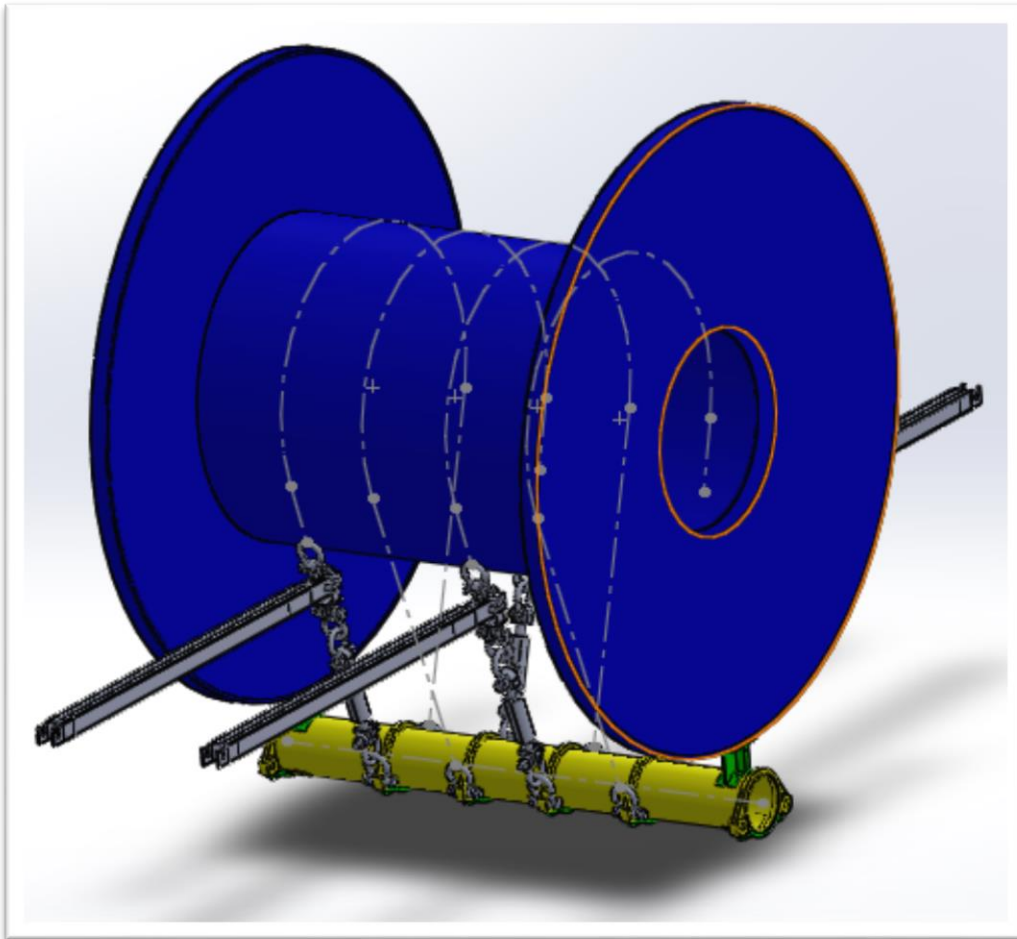


Figura 32 - Teste de carregamento estatico carretel de 22'

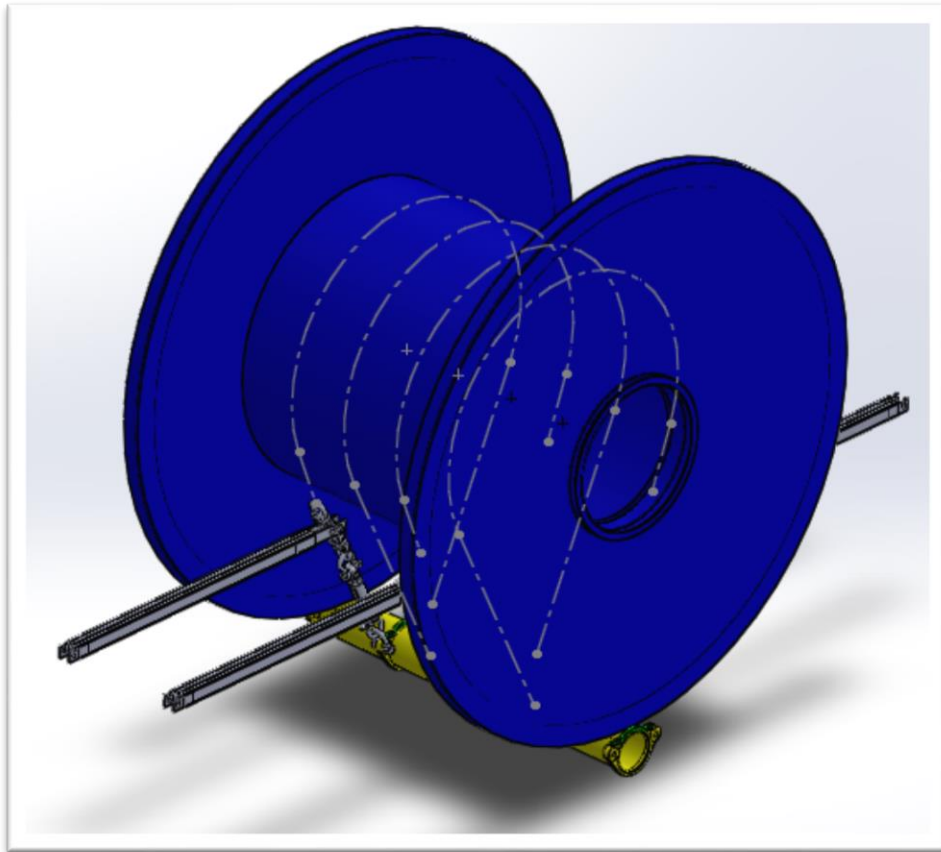


Figura 33– Teste de carregamento estatico carretel de 28'

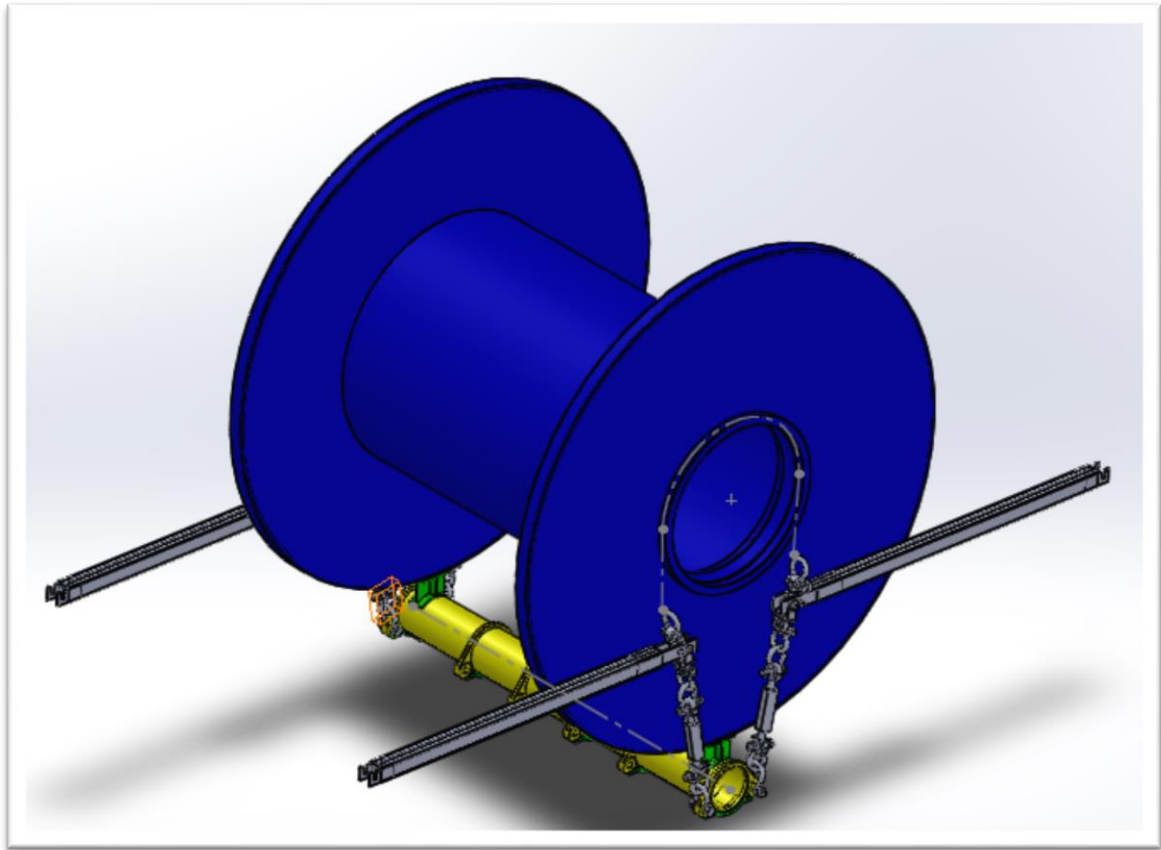


Figura 34– Teste de içamento carretel de 22'

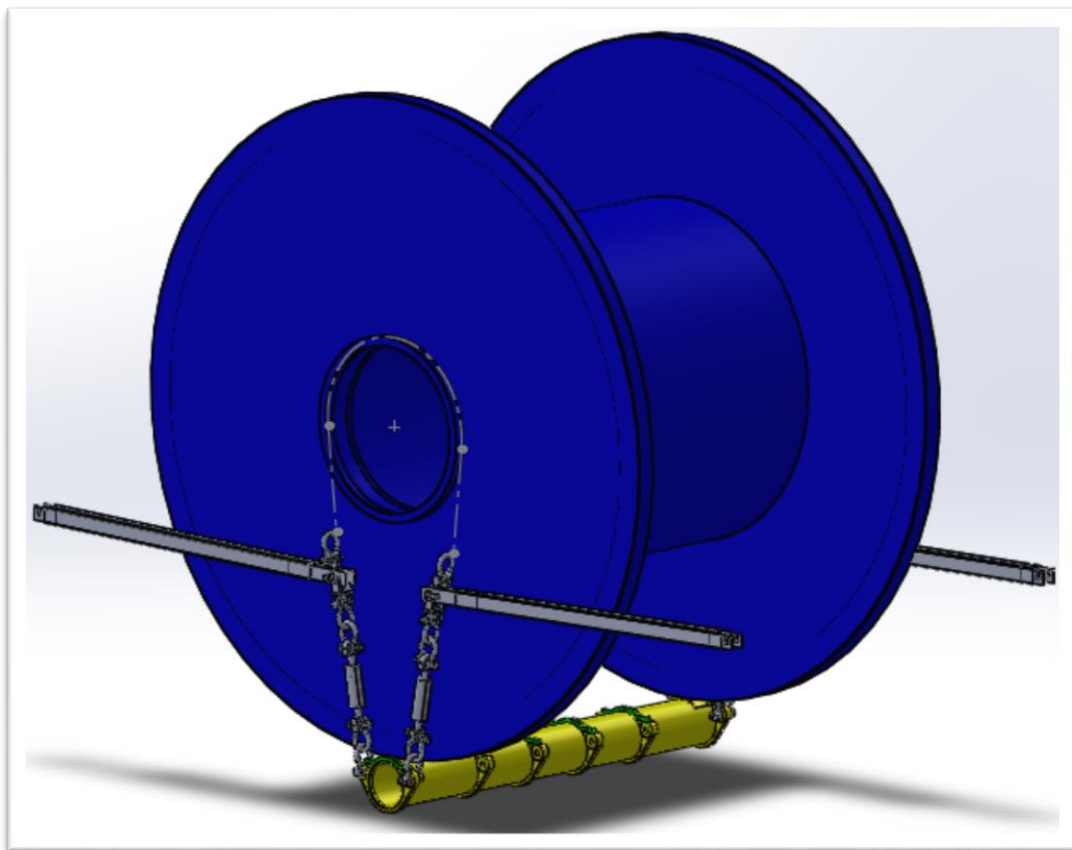


Figura 35 – Teste de içamento carretel de 28'

Capítulo 8 : Simulação Numérica

Para fazer a análise dos efeitos dos carregamentos sobre as estruturas que compõe o sistema foi utilizada o método de elementos finitos, o qual consiste em solucionar um problema físico de engenharia, através do uso equações diferenciais que o representem matematicamente.

O programa utilizado para a realização das análises foi o COSMOS, parte integrante do conjunto de recursos integrantes do *Solidworks* 2014. Todas as simulações numéricas foram feitas utilizando como método a da tensão equivalente de Von Mises.

A definição dos modelos utilizados na análise buscou representar da melhor forma possível o modelo real, respeitando as áreas de contato e direções dos esforços estipulados nas montagens e memória de calculo. Foram feitas análises para ambos os modelos, contudo no que se refere ao braço de alavanca o único efeito sobre a estrutura em si está na variação das cargas, sendo assim só será apresentado o mais significativo, que no caso é o teste com os carregamentos para a certificação do carretel de 28'. Já no caso dos testes nas análises da barra de reação foi necessária a realização de todas as análises uma vez que o a variação da posição da mesma e a presença de mais um elemento alteram a composição do teste.

8.1. Análises do braço de alavanca

Como forma de maximizar o tempo de análise da viga optou-se por simular corpo da viga e a seção critica da peça em separado, escolha feita em função da demora da análise como um todo, além do fato de que a estrutura central do braço ser uma viga H, cujas características já eram conhecidas. O que permitiu fazer essa simplificação, as figuras 36 e 37 mostram respectivamente, o modelo de simplificação com a geometria fixa, a aplicação

de forças e o modelo de malha utilizado na seção crítica. As figuras 38 e 39 mostram o modelo e a malha da viga.

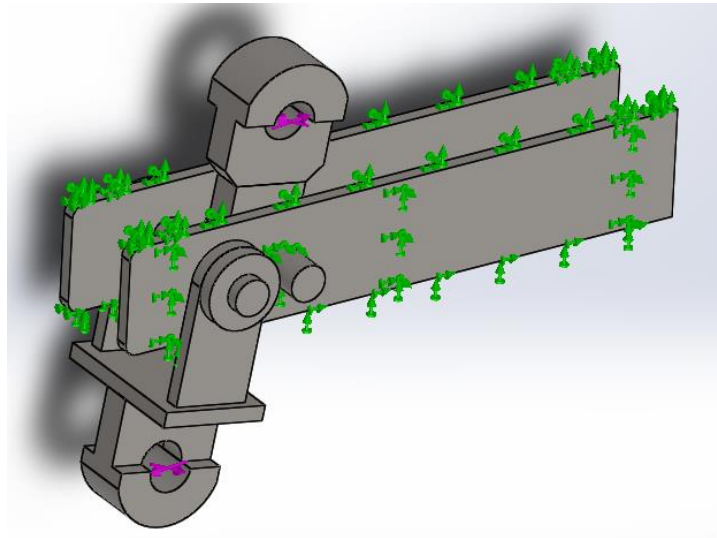


Figura 36- Modelo simplificado da geometria do braço de alavanca – Teste de Içamento carretel de 28'

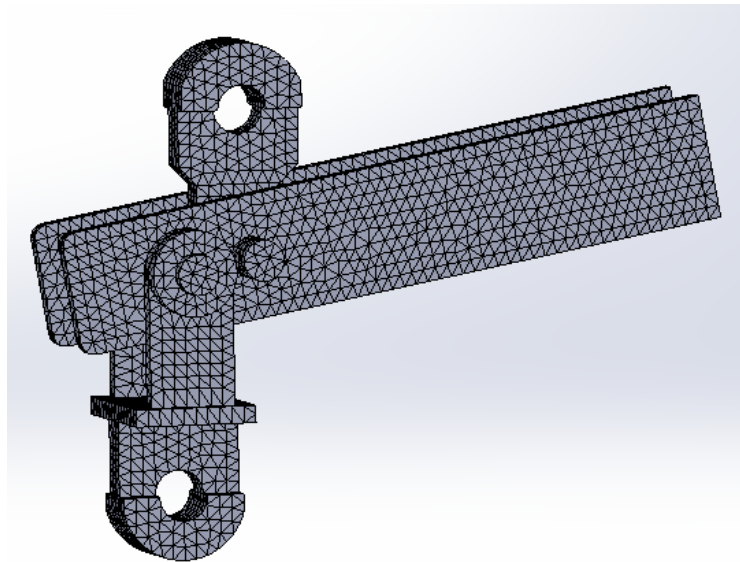


Figura 37- Modelo da malha para obraço de alavanca – Teste de Içamento carretel de 28'

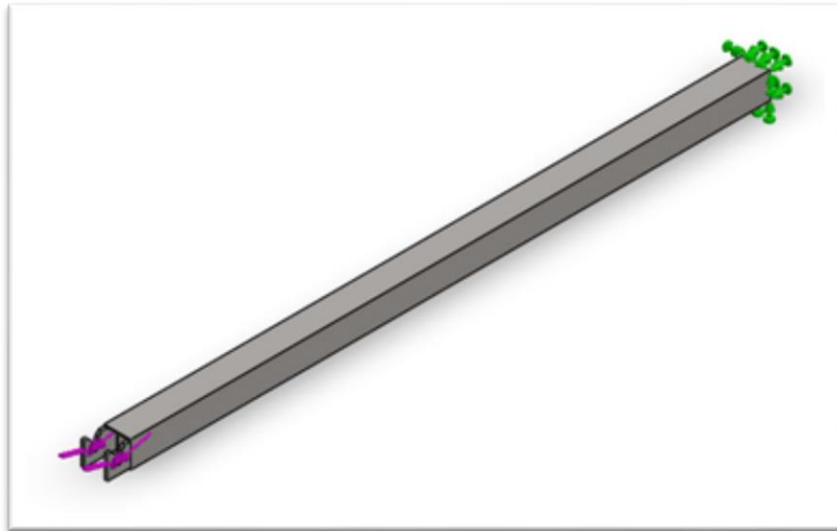


Figura 38- Modelo simplificado da viga do braço de alavanca – Teste de Içamento carretel de 28'

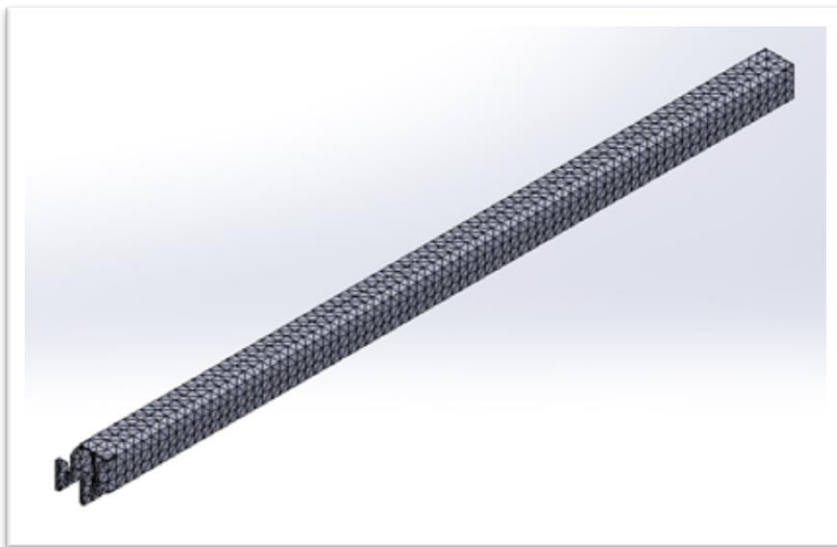


Figura 39- Modelo simplificado da malha para viga do braço de alavanca – Teste de Içamento carretel de 28'

8.2. Análise dos resultados

Ao todo foram realizadas três análises para o braço de alavanca, tendo sido a tensão máxima encontrada igual a 343 MPa. O que mostra um trabalho dentro do regime elástico do material. A figura 40 apresenta o resultado da análise encontrado nesta simulação, onde é possível ver o ponto de maior

concentração de tensões. Já no que se refere a viga as tensões máximas encontradas giram em torno de 80Mpa, e a flexão máxima gira em torno de um milésimo de milímetro, figura 42, podendo ser desconsiderada

Em relação às diferentes malhas utilizadas e seus respectivos resultados, foi realizado um estudo de convergência, o qual pode ser visto no gráfico 1 da figura 41 e tabela 11.

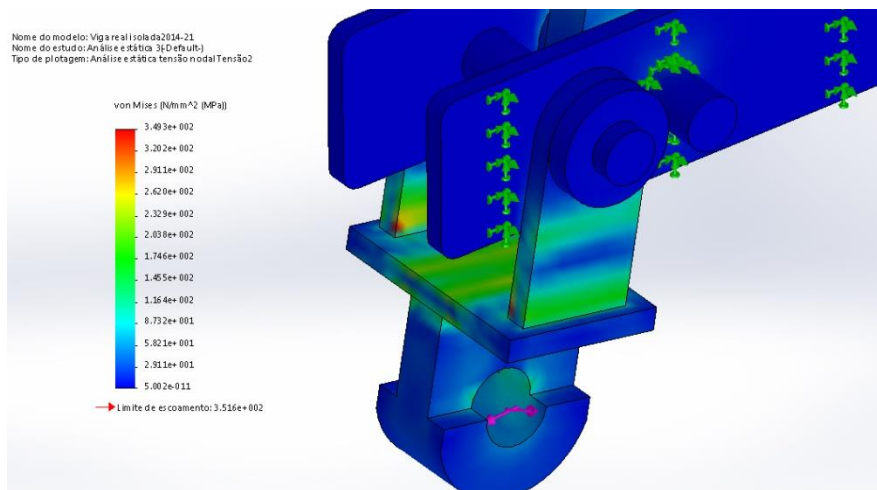


Figura 40– Resultado da análise em elementos finitos – Tensão Máxima - Içamento do carretel 28’

Simulação do Braço de alavanca Içamento Carretel de 28"	
Numero de elementos	Tensão maxima encontrada (Mpa)
10000	246
12538	251
18567	283
22344	289
25263	291

Tabela 11 – Análise de convergência de Malha para o Braço de Alavanca - Içamento do carretel 28’

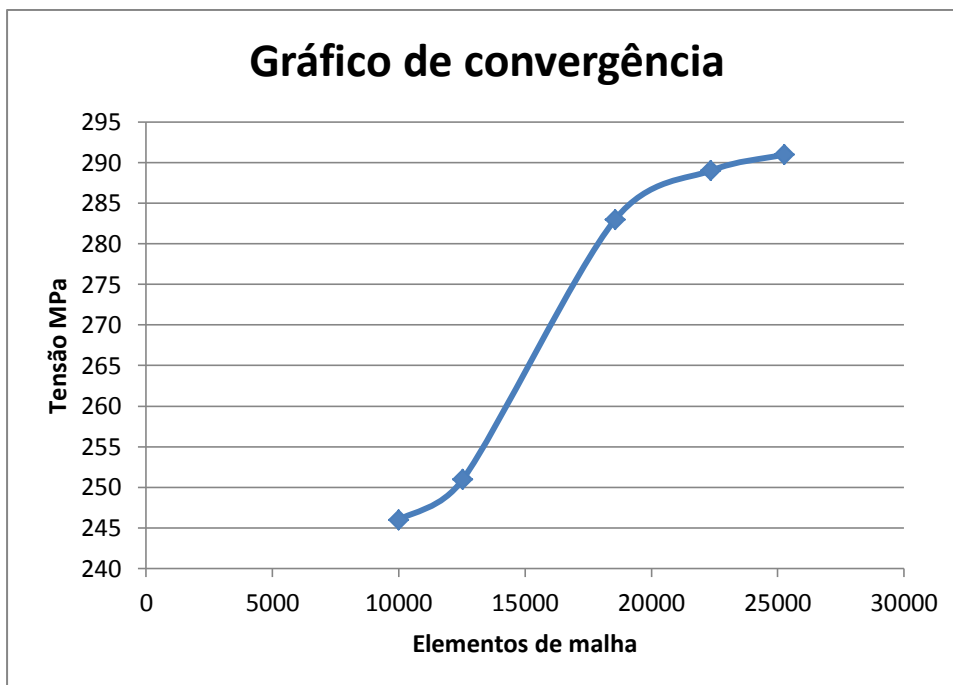


Figura 41 – Análise de convergência de Malha -Braço de Alavanca - Içamento do carretel 28'

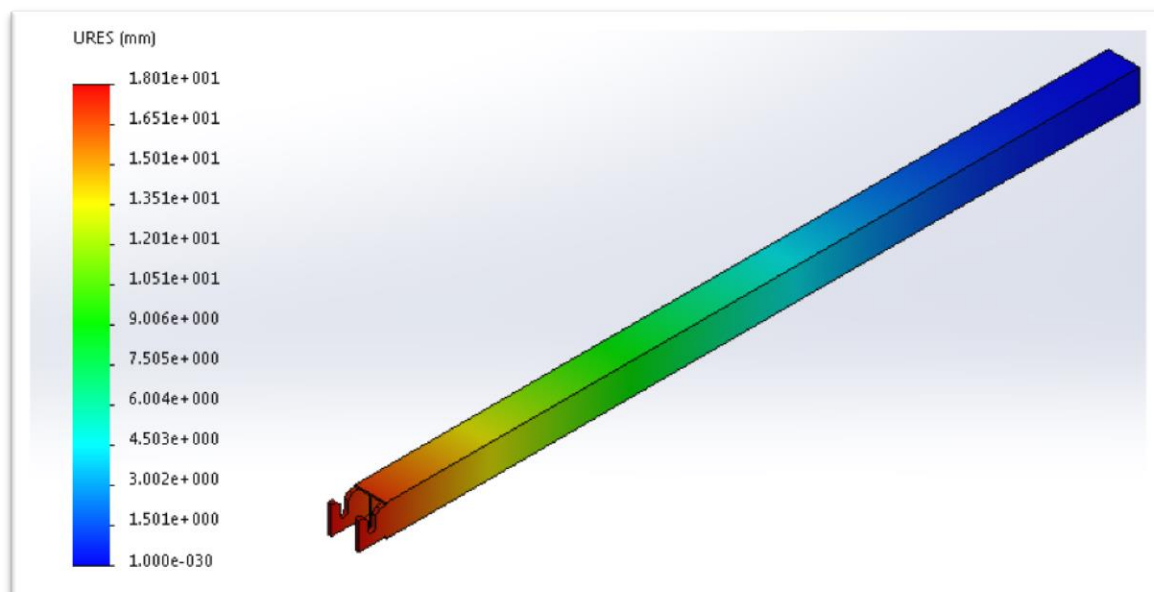


Figura 42– Análise de convergência de Malha -Braço de Alavanca - Içamento do carretel 28'

8.3. Análise da barra de reação

Como foi citada anteriormente, a análise da barra de reação, foram simuladas as quatro situações, uma para cada teste de içamento e tambor tendo sido feito um total de três simulações variando a malha para verificação

de convergência. As figuras 43 e 44 apresentam as distribuições dos carregamentos sobre a barra de reação para os testes de içamento dos carretéis de 22' e 28' respectivamente. As figuras 45 e 46 apresentam o modelo de malha utilizado nos mesmos.

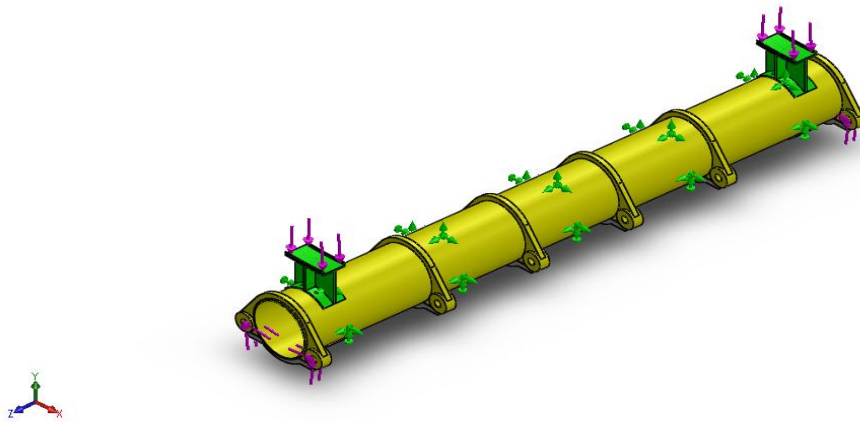


Figura 43– Distribuição das cargas sobre a barra de reação – Teste de içamento carretel de 22'

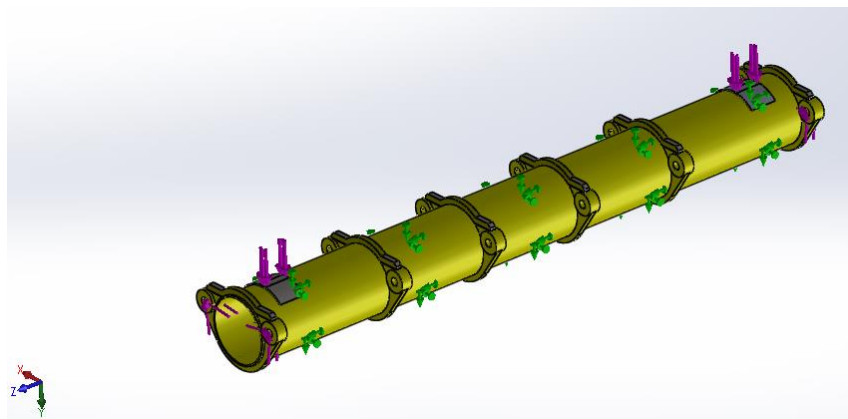


Figura 44- Distribuição das cargas sobre a barra de reação – Teste de içamento carretel de 28'

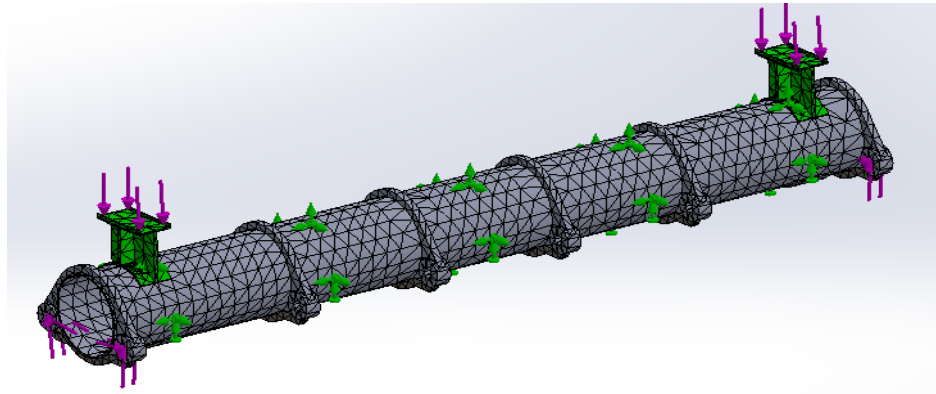


Figura 45– Modelo de malha para a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 22’

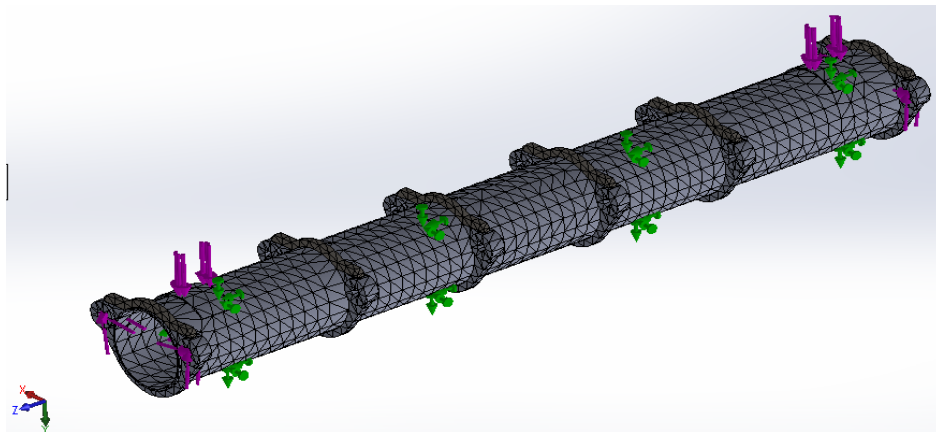


Figura 46- Modelo de malha para a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 28’

8.4. Análise dos resultados

Em ambas as análises o tubo, foi considerado como geometria fixa, pois ele ancora todos os elementos aonde as forças atuam. Já os pontos de contato, foram definidos de forma a representarem o contato real, assim após as análises foram obtidos os seguintes resultados:

Teste de Içamento carretel de 22’ (figura 47):

As simulações do teste de içamento para o carretel de 22’ foram feitas com base na distribuição de forças mostradas na figura 43 e com a malha e com o padrão de malha mostrado na figura 45. Ao todo foram feitas três

simulações com refinamento progressivo da malha, tendo sido a tensão máxima encontrada igual a 72MPa, o que caracteriza um carregamento muito abaixo do limite de escoamento do material.

Com base nos diferentes resultados obtidos, em função malhas utilizadas na análise foi realizado um estudo de convergência, o qual pode ser visto no gráfico da figura 48 e tabela 12.

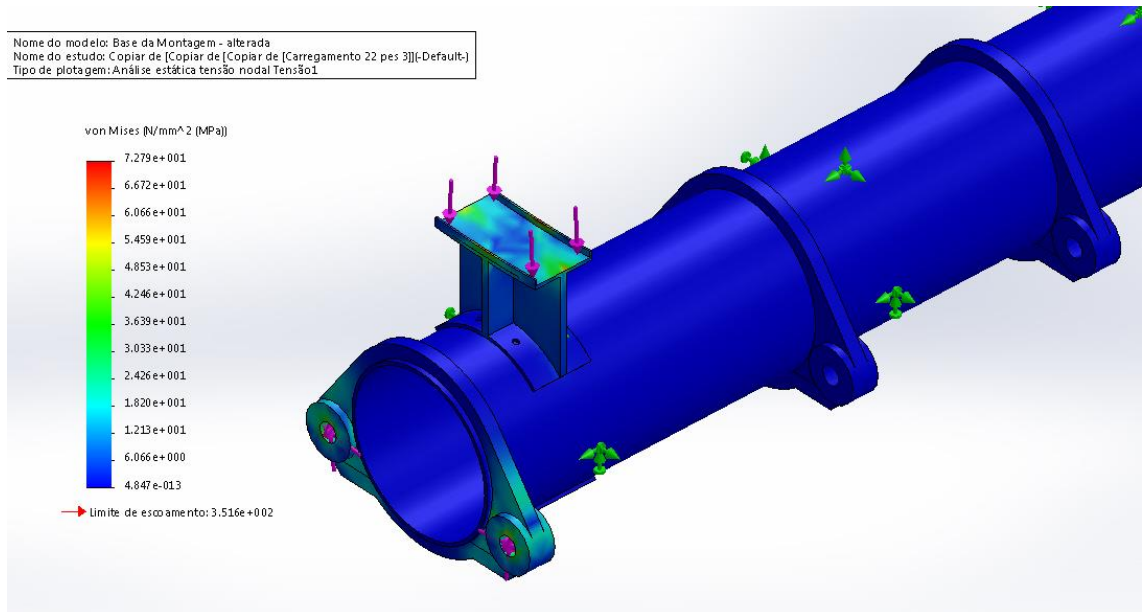


Figura 47–Resultado da análise em elementos finitos para a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 22'

Tabela 12-Análise de convergência de Malha para a Barra de Reação - Içamento do carretel 22'

Simulação do Braço de alavanca Içamento Carretel de 22"	
Numero de elementos	Tensão máxima encontrada(MPa)
14383	60
15426	69
16300	70
17345	72
18521	72

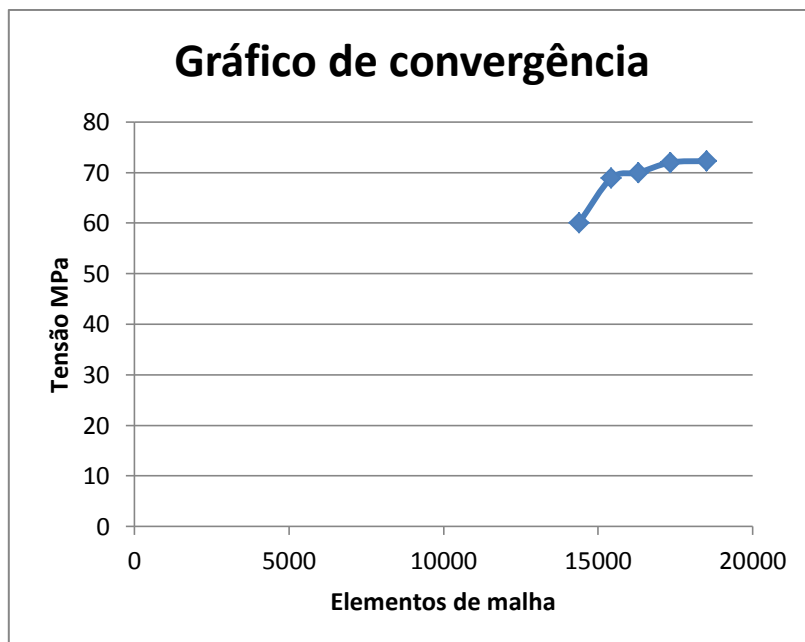


Figura 48 - Análise de convergência de Malha para a Barra de Reação - Içamento do carretel 22'

Teste de içamento carretel de 28'(figura 49):

As simulações do teste de içamento para o carretel de 28' foram feitas com base na distribuição de forças mostradas na figura 44 e com a malha e com o padrão de malha mostrado na figura 46. Ao todo foram feitas três simulações com refinamento progressivo da malha, assim como foi feito para o teste do carretel de 22'. A Tensão máxima encontrada nessas simulações foi igual a 325MPa, ainda abaixo do limite de escoamento do material, o que caracteriza um trabalho dentro do regime elástico. Contudo é importante ressaltar que conforme a malha foi sendo refinada, as tensões encontradas convergiam para valores menores de tensão.

Em relação às diferentes malhas utilizadas na análise foi realizado um estudo de convergência, o qual pode ser visto no gráfico da figura 50e tabela 13.

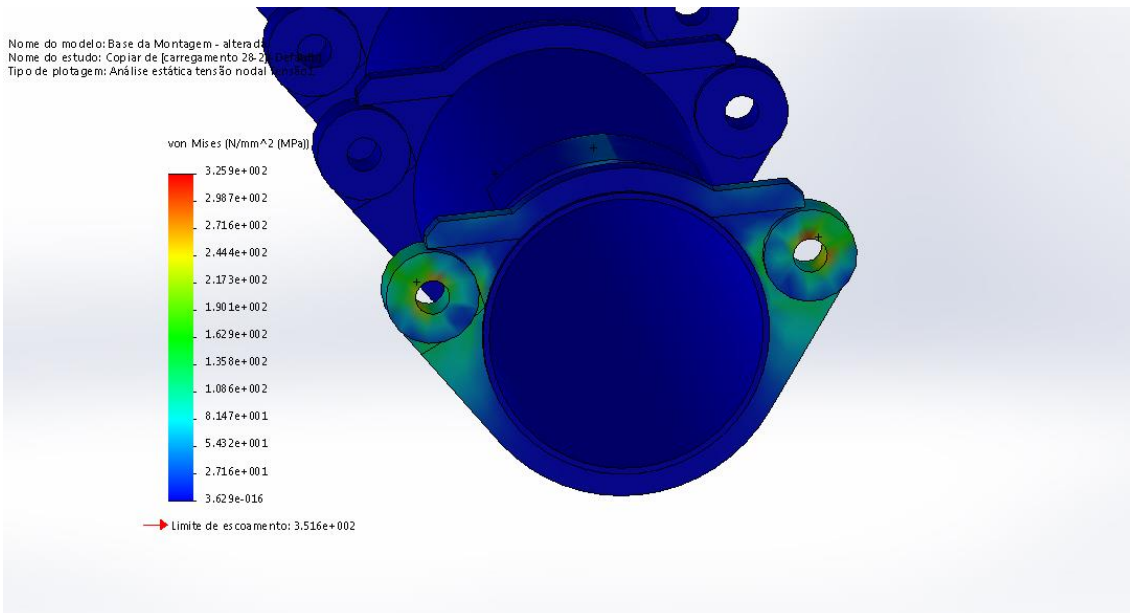


Figura 49- Resultado da análise em elementos para a barra de reação – Teste de Içamento carretel de 28’

Tabela 13 - Análise de convergência de Malha para a Barra de Reação - Içamento do carretel 28’

Simulação do Barra de Reação Içamento Carretel de 28"	
Numero de elementos	Tensão máxima encontrada(MPa)
12653	325
14779	320
16389	318
18454	316
21157	315

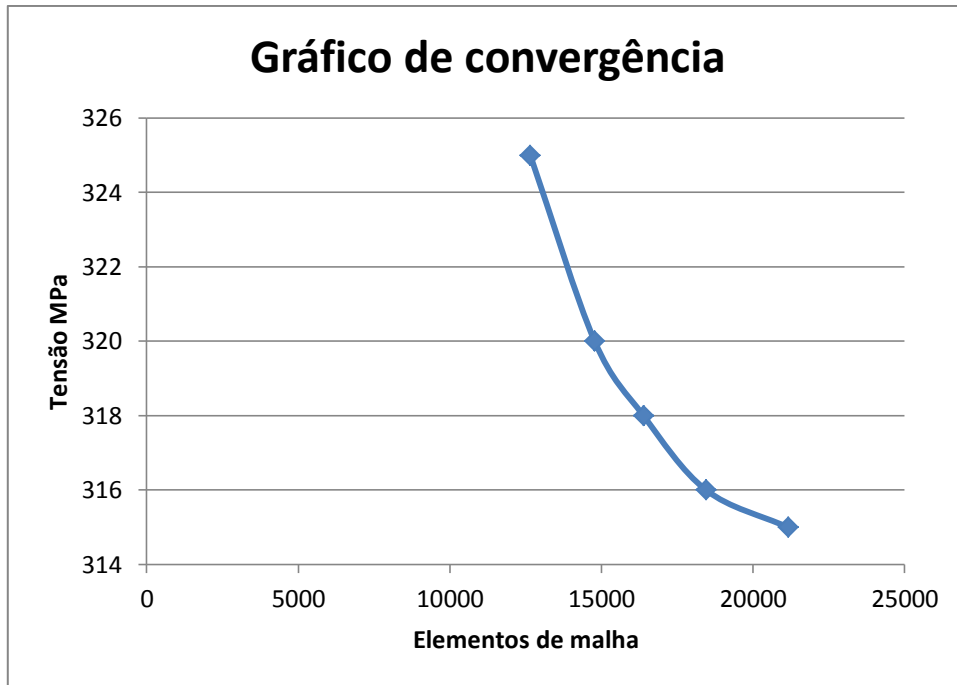


Figura 50 - Análise de convergência de Malha para a Barra de Reação - Içamento do carretel 28'

Assim, através da utilização das técnicas de simulação numérica, em conjunto com os cálculos analíticos apresentados no capítulo 6, foi possível analisar a viabilidade dos elementos que compõe as estruturas do sistema. Levando ainda em consideração o fato de que os esforços, considerados na análise, são superiores aos encontrados durante o teste de carga, as cargas utilizadas nas simulações foram 15% maiores do que as cargas reais. Esse aumento das forças durante a simulação se deve ao fato de que em todo projeto real, sobretudo em peças de grandes dimensões, existe a possibilidade de haver desvios construtivos e falhas de material, fatores esses que não são levados em consideração pelo software de simulação numérica.

Capítulo 9 : Conclusão e trabalhos futuros

Este trabalho teve como ponto de partida, a necessidade de desenvolvimento de um dispositivo de teste para a empresa Oceaneering Umbilical Solutions Niterói (OSN), visto que a mesma possui mais de 50 carretéis, os quais precisam ser re-certificados a cada cinco anos. Assim, levando em consideração os custos de fabricação e certificação, o projeto se mostrou viável economicamente, uma vez que o custo do re-certificação dos carretéis da empresa era três vezes maior do que o custo do projeto.

Outro fator que viabilizou a execução deste projeto foi o fato da empresa já atuar na área de testes e qualificação, e entre os atuais clientes da mesma muitos utilizam este tipo de estrutura, sendo assim viável a incorporação de mais este serviço em seu portfólio.

9.1.Sugestão para projetos futuros

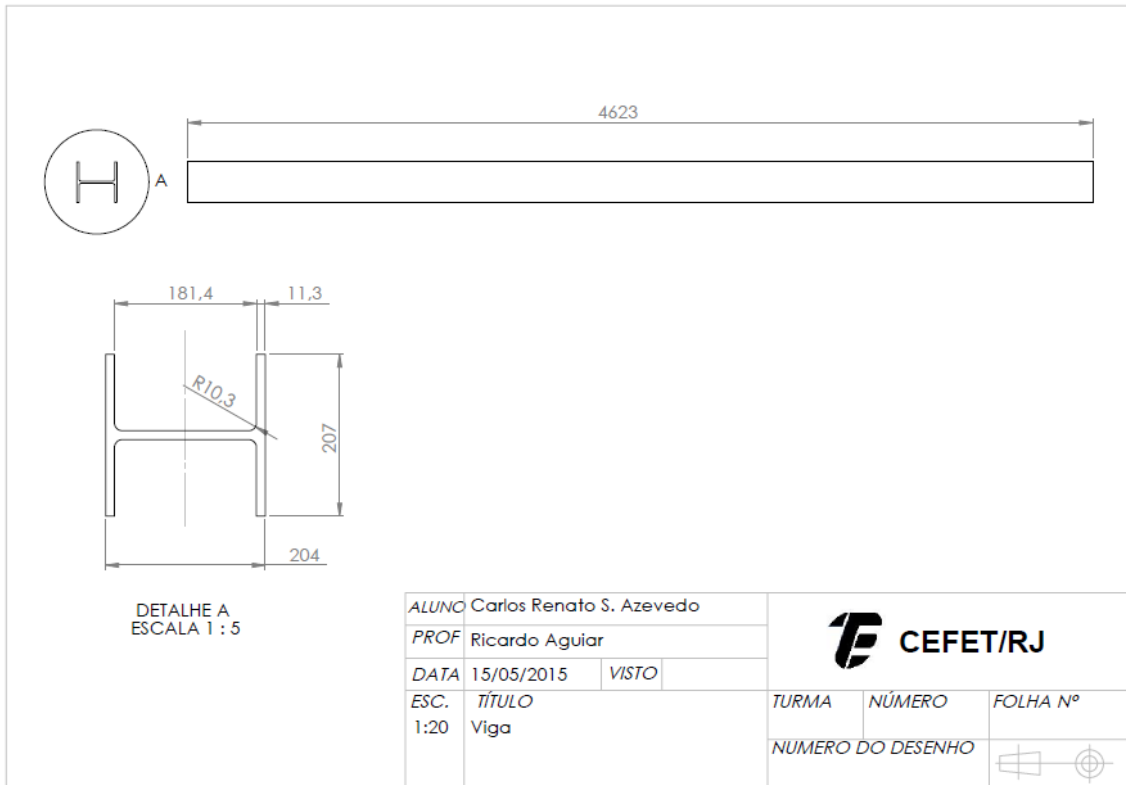
Ao longo do desenvolvimento do projeto algumas possibilidades foram levantadas para o desenvolvimento do mesmo, como o uso de motores elétricos, ou de fusos em substituição ao uso de contra-pesos. Outro ponto que pode ser melhor desenvolvido é a parte da estrutura em si, a qual apresenta alguns componentes superdimensionados enquanto outros, poderiam ser um pouco mais robustos, visando a utilização dos mesmos em carretéis maiores como de 31', o qual inicialmente não fazia parte do escopo do projeto, mas até então, está sendo utilizado por algumas empresas.

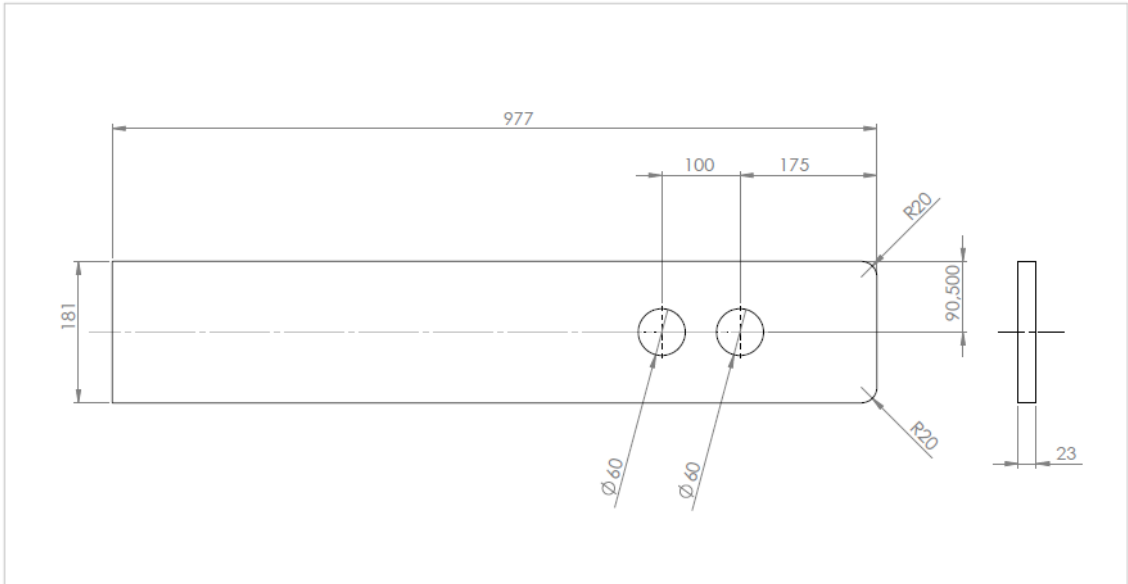
Referências

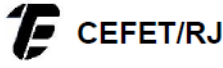

- [1] Dnv Standard For Certification No. 2.22 - Oct 2008
- [2] Dnv Rules For Marine Operations - January 2000, Part 2 - Chapter 5: Lifting
- [3] Dnv Rules For Classification Of Ships - New Buildings - Hull & Equipment Main Class, Pt.3, Ch.1 (July 2009)
- [4] N-1930 E Movimentação De Carga Inspeção, Manutenção E Operação De Guindastes "Offshore" (Classificação: Np-1).
- [5] N-2170 F Inspeção Em Serviços De Acessórios De Movimentação De Carga (Classificação: Público)
- [6] N-2169 D Mangotes Marítimos - Manuseio, Embalagem, Transporte E Armazenamento (Classificação: Público).
- [7] N-2726 A Terminologia De Dutos (Classificação: Público)
- [8] Offshore Engineering Handbook (V1 & V2) Editora Elsevier - Edited By SubrataChakrabarti - 2005
- [9] Astm.E8m.04.Standard.Teste De Tensão Dos Materiais Metálicos
- [10] Ventura, R. O Uso De Normas API Nos Projetos Básicos Da Geinp, Simpósio De Engenharia De Instalações De Superfície Da E&P-Bc
- [11] Thomas, J. E. Fundamentos De Engenharia De Petróleo, Petrobras, Rio De Janeiro, 2001.
- [12] Imagem Cedida por: Petrobras, BNDES Setorial 35.
- [13] Imagem Cedida por: Charnaux, 2008.
- [14] Imagem Cedida por: Catálogo Natec Offshore
- [15] Imagem Cedida por: Catálogo Nikolas
- [16] Imagem Cedida por: Reel Packing Carbogas
- [17] Imagem Cedida por: UNESP, Campus de Sorocaba Disponível em: <<http://www.sorocaba.unesp.br/Extensão/Fisica2>> Acesso em: 25 de out. de 2014

ANEXOS

ANEXO I – Desenhos do Braço de Alavanca





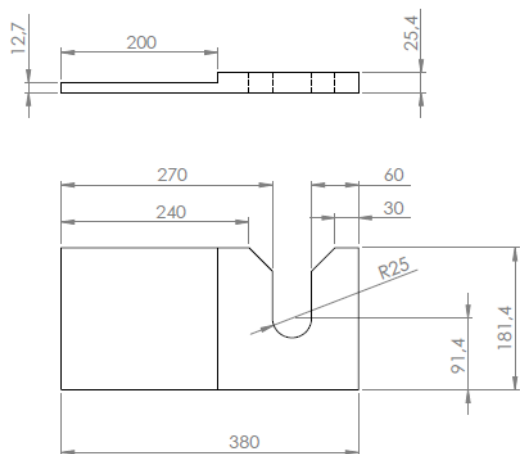




ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo				
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Barra de suporte menor		NUMERO DO DESENHO		

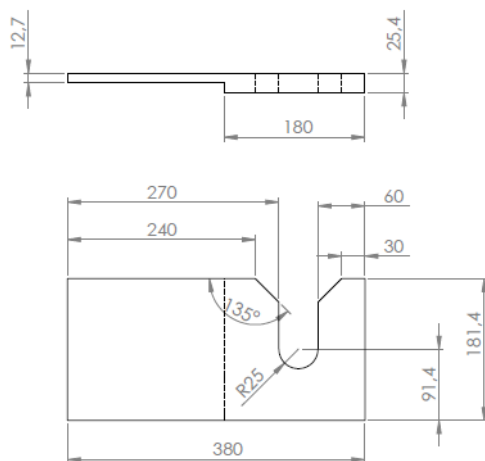




Barra chata de 1/2" e 7" de bitola a ser soldada como reforço na viga do braço de alavanca

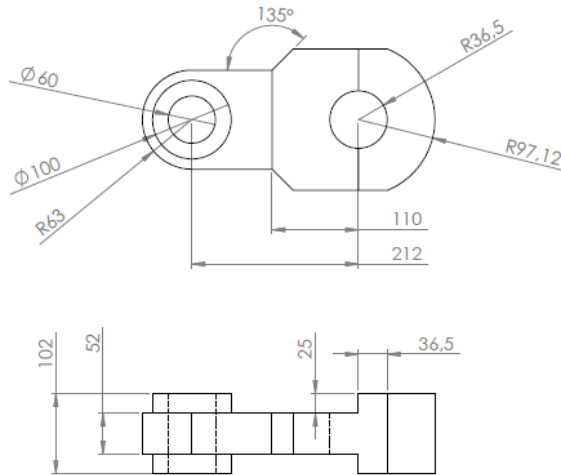
ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo				
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:20	Barra de reforço		NUMERO DO DESENHO		



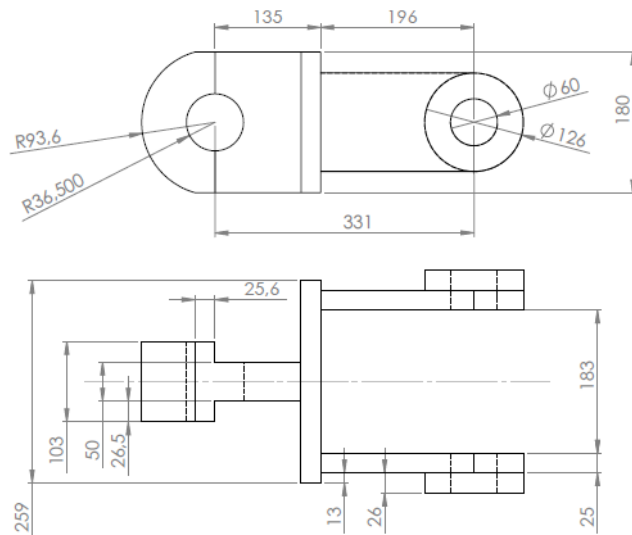
ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
PROF	Ricardo Aguiar					
DATA	15/05/2015	VISTO				
ESC.	1:5	TÍTULO	Garra direita	NUMERO DO DESENHO		



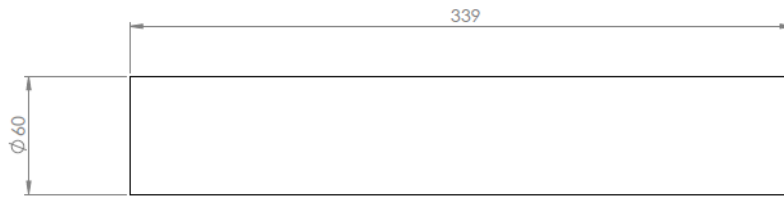
ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
PROF	Ricardo Aguiar					
DATA	15/05/2015	VISTO				
ESC.	1:5	TÍTULO	Garra direita	NUMERO DO DESENHO		



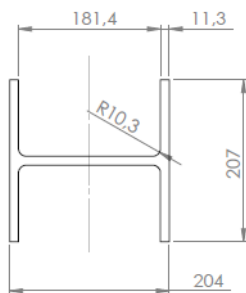
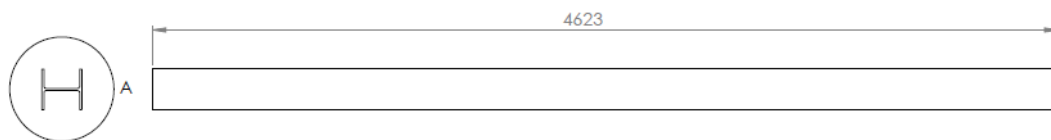
ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo		CEFET/RJ	
PROF	Ricardo Aguiar			
DATA	15/05/2015	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Aba menor	NUMERO DO DESENHO		



ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo		CEFET/RJ	
PROF	Ricardo Aguiar			
DATA	15/05/2015	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Aba maior	NUMERO DO DESENHO		



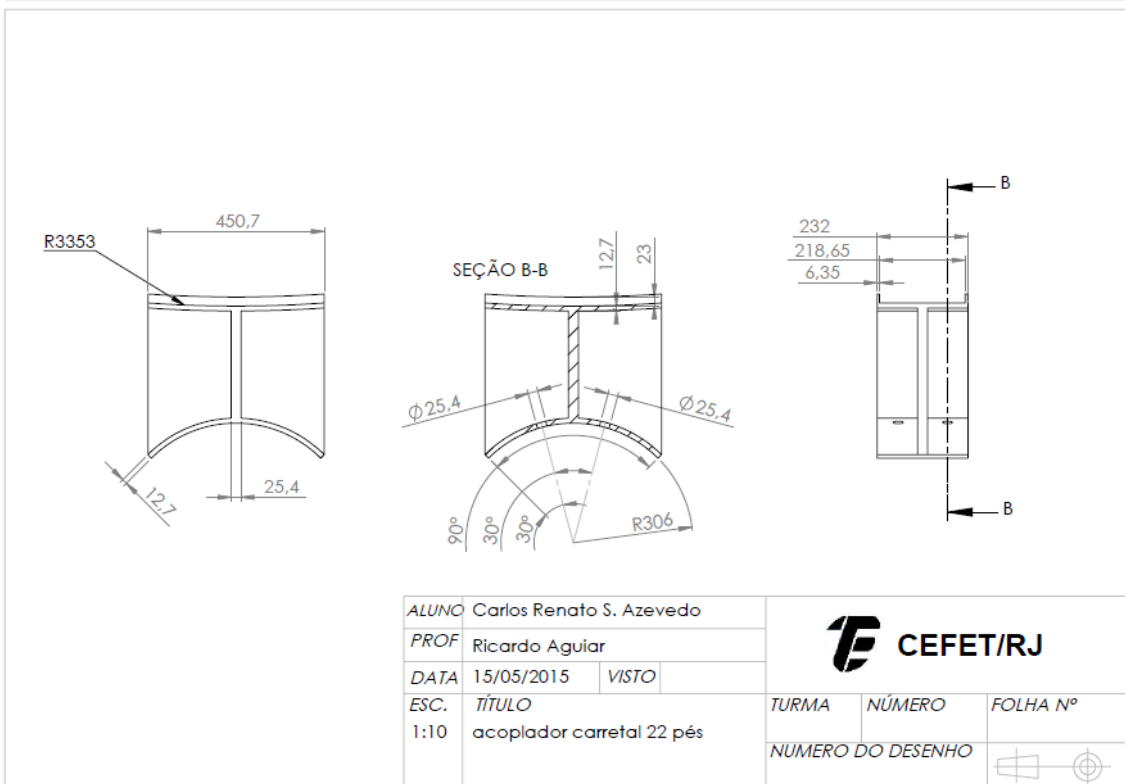
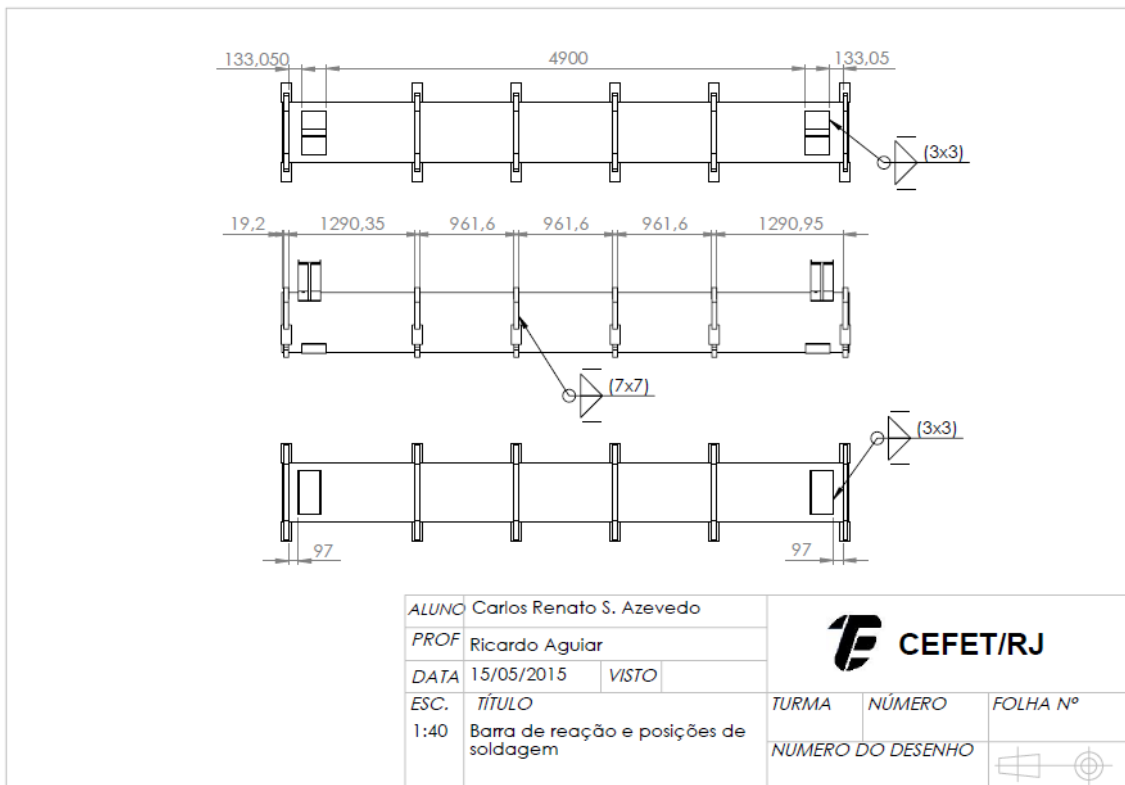
ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo		CEFET/RJ		
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:1	Pino		NÚMERO DO DESENHO		

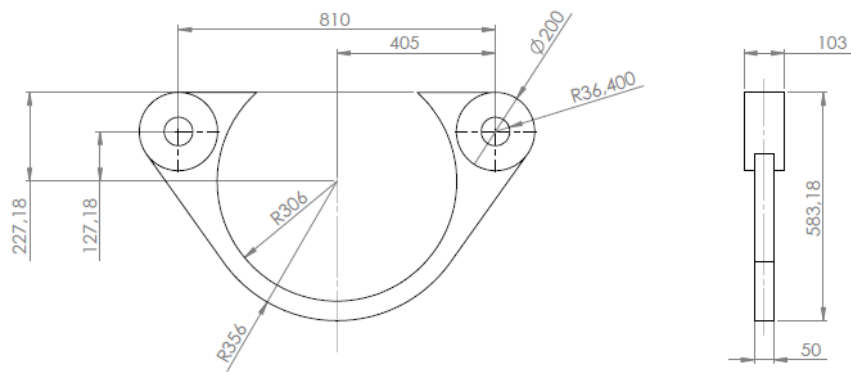




DETALHE A
ESCALA 1 : 5

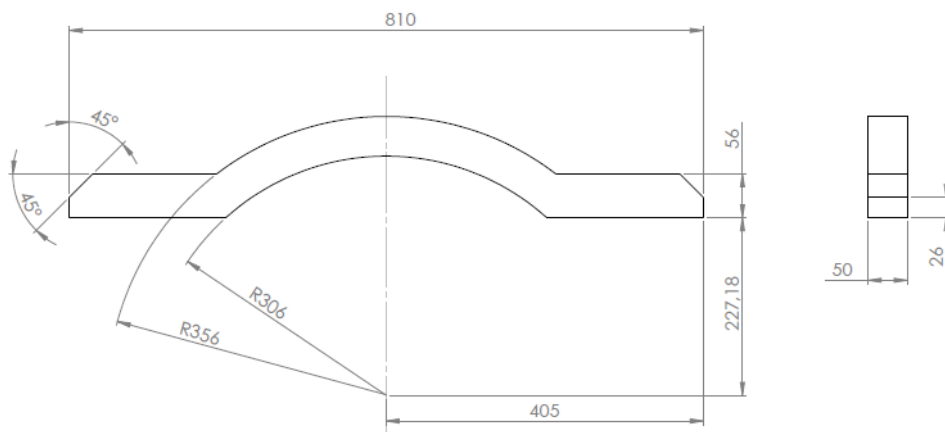
ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo		CEFET/RJ		
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:20	Viga		NÚMERO DO DESENHO		



ANEXO II – Desenho das Barras de Reação

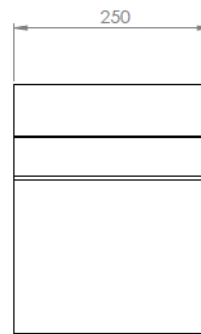
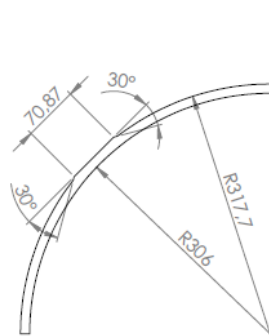




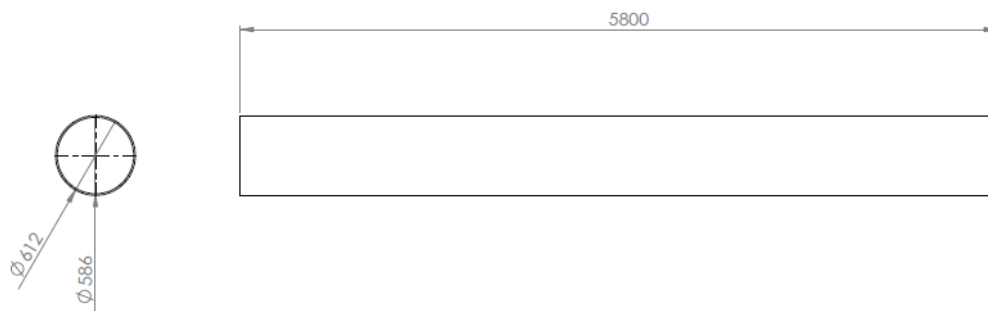
ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo				
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:10	olhal de ancoragem		NUMERO DO DESENHO		



ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo				
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Reforço do olhal de ancoragem		NUMERO DO DESENHO		

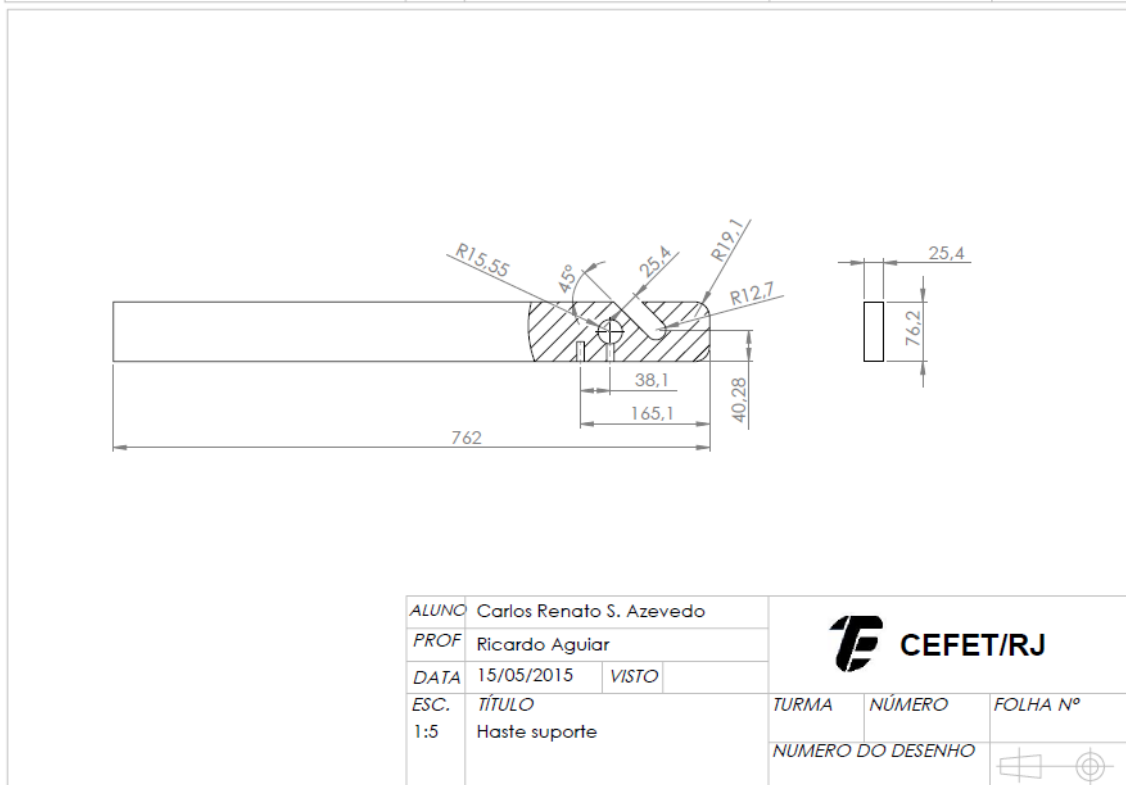
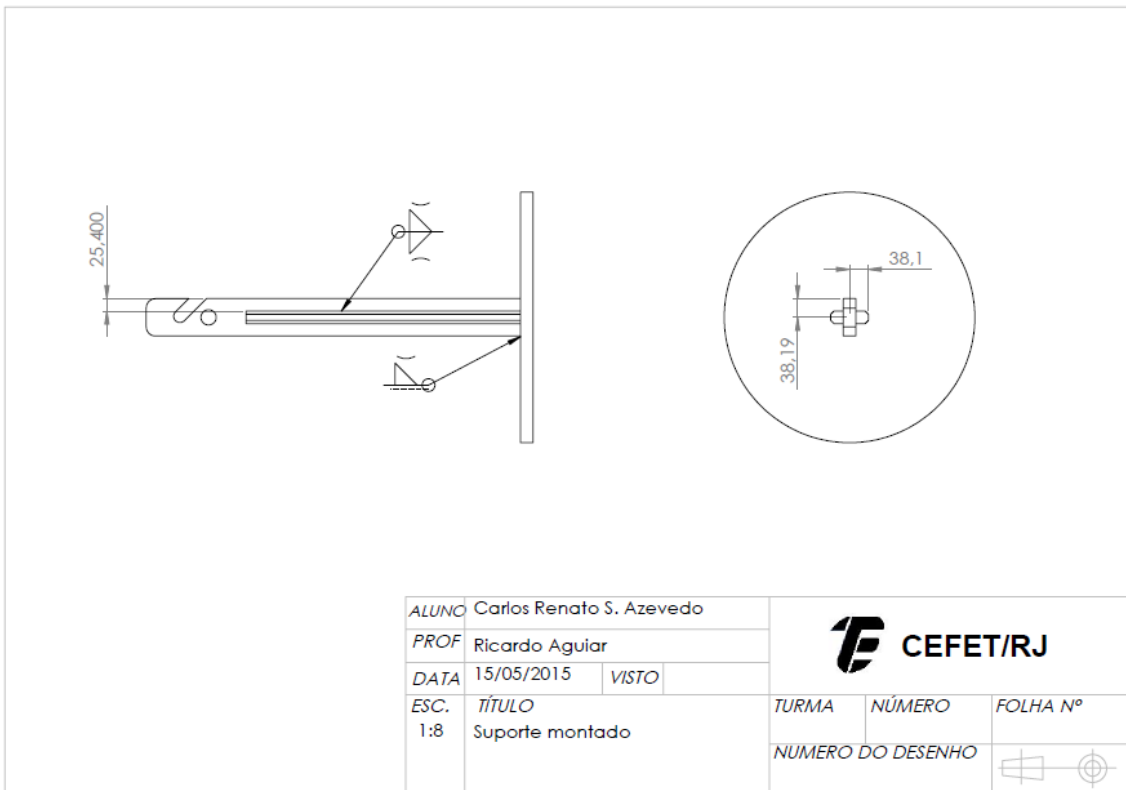


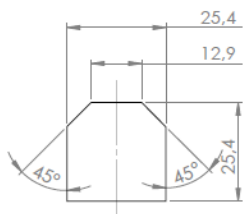
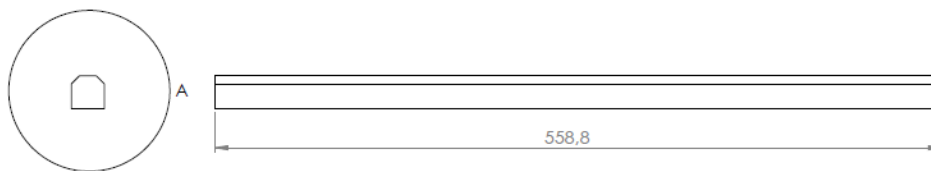
ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo		CEFET/RJ		
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Suporte do contra peso		NUMERO DO DESENHO		



ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo		CEFET/RJ		
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:30	Tubo da barra de reação		NUMERO DO DESENHO		

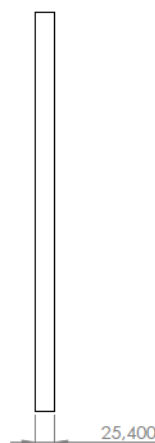
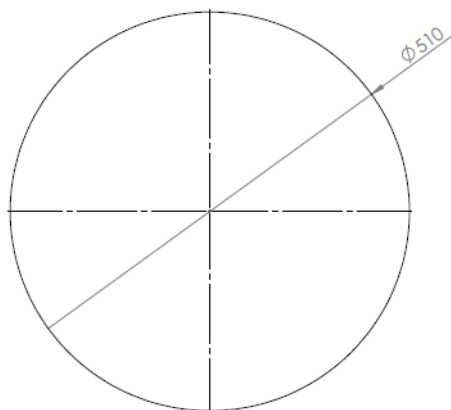
ANEXO III – Desenho do Suporte





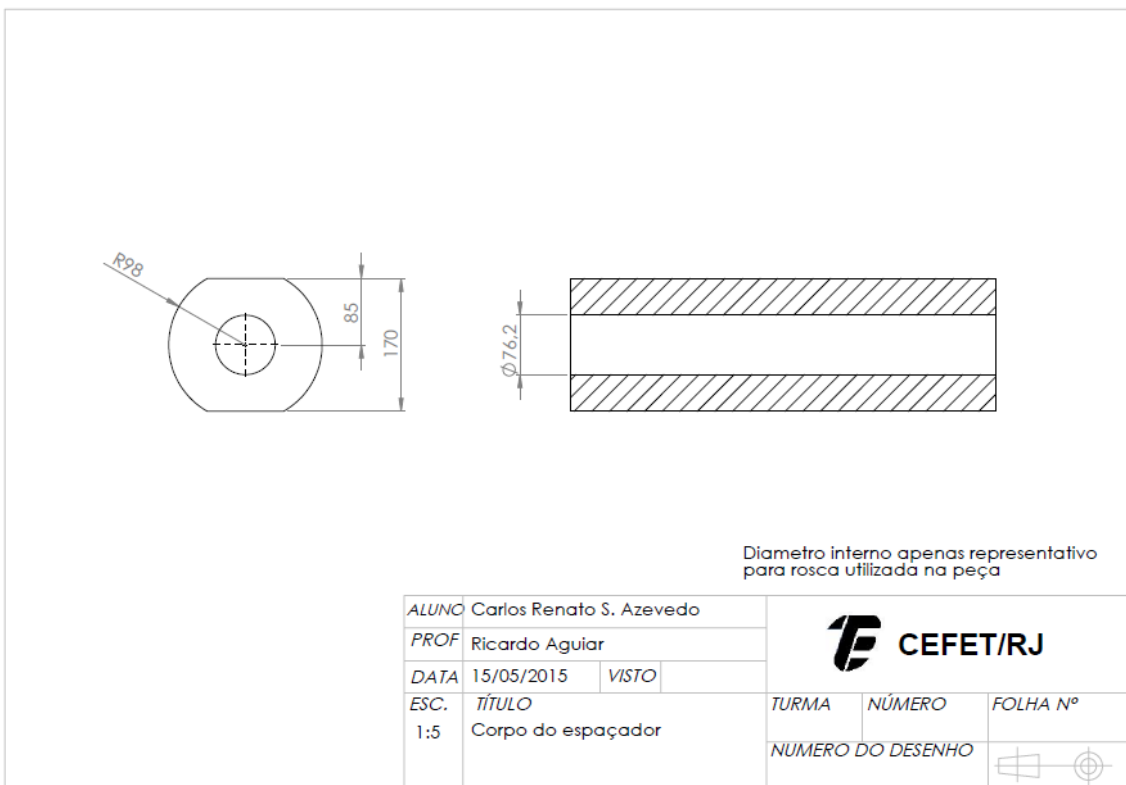
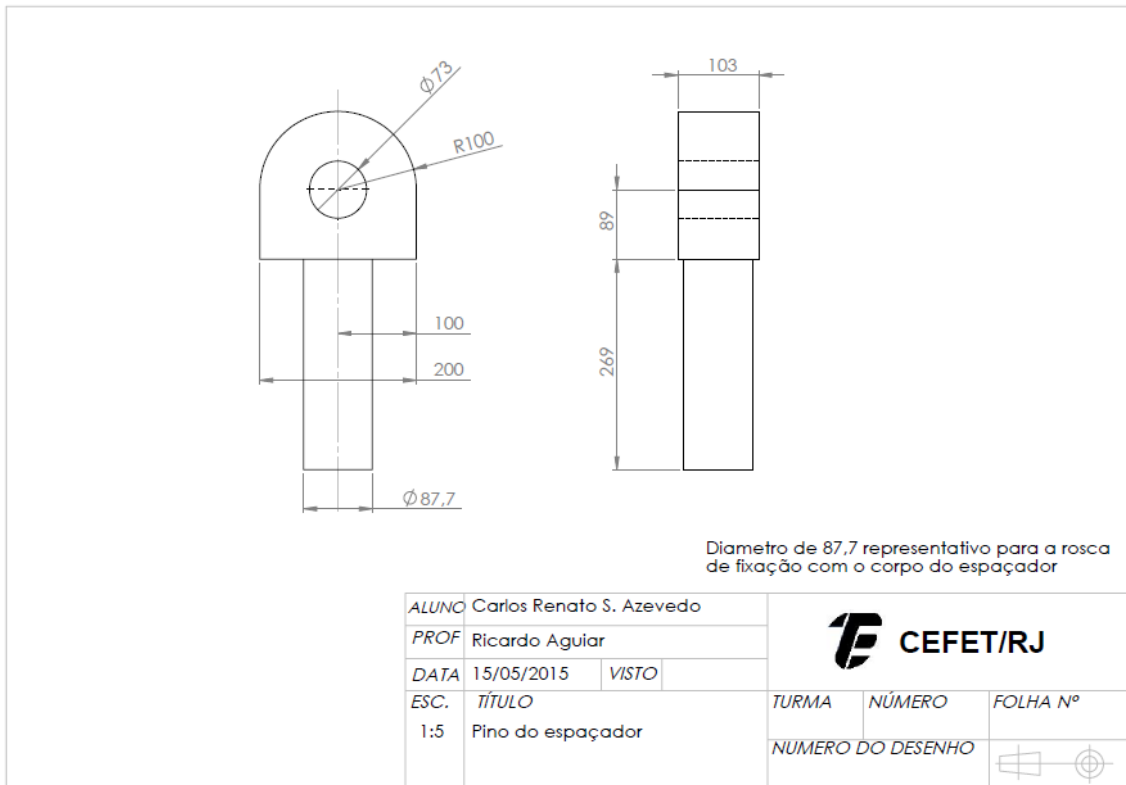
DETALHE A
ESCALA 1 : 1

ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo		CEFET/RJ		
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:3	Haste		NUMERO DO DESENHO		



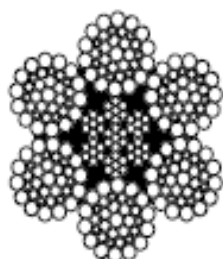
ALUNO	Carlos Renato S. Azevedo		CEFET/RJ		
PROF	Ricardo Aguiar				
DATA	15/05/2015	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Base do suporte		NUMERO DO DESENHO		

ANEXO IV – Desenho do Espaçador

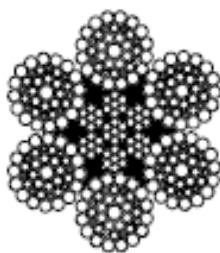


ANEXO IV – Catálogo dos componentes comerciais

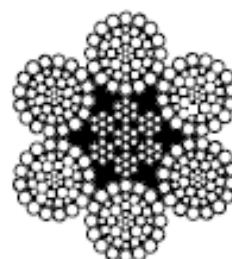
1.9 Cabo de aço classe 6x36 - Alma de aço



6x36 Warrington-Seale
1+7+(7+7)+14



6x41 Warrington-Seale
1+8+(8+8)+16



6x47 Warrington-Seale
1+6/8+(8+8)+16

Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)		
mm	pol.		IPS	EIPS	EEIPS
6,4	1/4"	0,173	2,70	-	-
8,0	5/16"	0,266	4,15	-	-
9,5	3/8"	0,399	5,96	-	-
11,5	7/16"	0,538	8,10	-	-
13,0	1/2"	0,695	10,50	-	-
14,5	9/16"	0,879	13,20	-	-
16,0	5/8"	1,044	16,20	18,70	-
19,0	3/4"	1,520	23,40	26,80	-
22,0	7/8"	2,073	31,80	36,10	-
26,0	1"	2,610	41,50	47,00	-
29,0	1.1/8"	3,456	52,50	59,00	-
32,0	1.1/4"	4,230	64,80	72,60	-
35,0	1.3/8"	5,086	78,40	87,20	-
38,0	1.1/2"	5,918	93,30	103,30	-
42,0	1.5/8"	7,368	-	122,00	-
45,0	1.3/4"	8,387	-	141,00	-
52,0	2"	11,159	-	183,70	-
57,2	2.1/4"	13,821	-	232,50	-
63,5	2.1/2"	16,980	-	274,00	301,00
69,9	2.3/4"	19,166	-	333,10	360,00
76,2	3"	24,549	-	389,00	437,20
85,7	3.3/8"	29,744	-	487,00	528,00
95,3	3.3/4"	37,606	-	585,00	639,00
102,0	4"	44,000	-	665,00	-
104,0	-	45,077	-	-	750,10
108,0	4.1/4"	46,919	-	725,10	-

O valor da massa indicado na tabela refere-se ao padrão interno da BBA, podendo variar em função da tolerância do passo do cabo de aço.

Carga Máxima de Trabalho	diâmetro do corpo	diâmetro do pino	diâmetro do olhal	largura do olhal	largura interna	altura interna	diâmetro de curva	comprimento	compr. do parafuso	largura	espessura da porca	peso unitário
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	
tons	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
3.3	13.5	16	34	13.5	22	51	32	91	83	63	13	0.44
5	16	19	40	16	27	64	43	114	99	79	17	0.79
7	19	22	47	19	31	76	51	136	115	94	20	1.26
9.5	22	25	53	22	36	83	58	157	131	107	23	1.88
12.5	25	28	60	25	43	95	68	176	151	124	25	2.78
15	28	32	67	28	47	108	75	197	167	137	28	3.87
18	32	35	74	32	51	115	83	218	179	154	31	5.26
21	35	38	80	35	57	133	92	240	198	170	34	6.94
30	38	42	89	38	60	146	99	262	203	183	39	8.79
40	45	50	104	45	73	178	126	314	244	226	44	15
55	57	57	133	50	83	197	138	365	269	264	50	22.0
85	70	70	159	65	105	260	180	468	330	339	60	42.0
120	83	83	171	75	127	330	190	564	399	371	70	70.0
150*	95	95	215	89	144	381	238	667	440	416	80	112
175*	105	108	245	100	165	400	275	702	490	485	90	160

* = parafuso de cabeça redonda

Catálogo Gunnebo – Manilhas Super Green Pin (G-5263) – disponível em www.gunneboindustries.com/Global

Perfil H – abas paralelas

Bitola mm x kg/m	Massa Linear kg/m	d mm	b _f mm	Espessura		h mm	d' mm	Área cm ²
				t _w mm	t _f mm			
W 150 x 22,5	22,5	152	152	5,8	6,6	139	119	29,0
W 150 x 29,8	29,8	157	153	6,6	9,3	138	118	38,5
W 150 x 37,1	37,1	162	154	8,1	11,6	139	119	47,8
W 200 x 35,9	35,9	201	165	6,2	10,2	181	161	45,7
W 200 x 41,7	41,7	205	166	7,2	11,8	181	157	53,5
W 200 x 46,1	46,1	203	203	7,2	11,0	181	161	58,6
W 200 x 52,0	52,0	206	204	7,9	12,6	181	157	66,9
HP 200 x 53,0	53,0	204	207	11,3	11,3	181	161	68,1
W 200 x 59,0	59,0	210	205	9,1	14,2	182	158	76,0
W 200 x 71,0	71,0	216	206	10,2	17,4	181	161	91,0
W 200 x 86,0	86,0	222	209	13,0	20,6	181	157	110,9
HP 250 x 62,0	62,0	246	256	10,5	10,7	225	201	79,6
W 250 x 73,0	73,0	253	254	8,6	14,2	225	201	92,7
W 250 x 80,0	80,0	256	255	9,4	15,6	225	201	101,9
HP 250 x 85,0	85,0	254	260	14,4	14,4	225	201	108,5
W 250 x 89,0	89,0	260	256	10,7	17,3	225	201	113,9
W 250 x 101,0	101,0	264	257	11,9	19,6	225	201	128,7
W 250 x 115,0	115,0	269	259	13,5	22,1	225	201	146,1
HP 310 x 79,0	79,0	299	306	11,0	11,0	277	245	100,0
HP 310 x 93,0	93,0	303	308	13,1	13,1	277	245	119,2
W 310 x 97,0	97,0	308	305	9,9	15,4	277	245	123,6
W 310 x 107,0	107,0	311	306	10,9	17,0	277	245	136,4
HP 310 x 110,0	110,0	308	310	15,4	15,5	277	245	141,0
W 310 x 117,0	117,0	314	307	11,9	18,7	277	245	149,9
HP 310 x 125,0	125,0	312	312	17,4	17,4	277	245	159,0
W 360 x 91,0	91,0	353	254	9,5	16,4	320	288	115,9
W 360 x 101,0	101,0	357	255	10,5	18,3	320	286	129,5
W 360 x 110,0	110,0	360	256	11,4	19,9	320	288	140,6
W 360 x 122,0	122,0	363	257	13,0	21,7	320	288	155,3

- Comprimentos de 12m ou 6m.
- Atende à Norma ASTM A 572. Grau 50.
- Outros tamanhos poderão ser fornecidos mediante consulta prévia.

Catálogo de produtos Gerdal – disponível em www.comercialgerdau.com.br