

Ingrid Pires Macedo Oliveira dos Santos

**PROJETO E ANÁLISE ESTRUTURAL PARA  
SUPORTE DE CONCENTRADOR SOLAR  
CILÍNDRICO PARABÓLICO**

Macaé

Setembro, 2016



## **PROJETO E ANÁLISE ESTRUTURAL PARA SUPORTE DE CONCENTRADOR SOLAR CILÍNDRICO PARABÓLICO**

Ingrid Pires Macedo Oliveira dos Santos

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Maurício Aguilar Nepomuceno de Oliveira

Macaé

Setembro de 2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO  
campus Macaé

PROJETO E ANÁLISE ESTRUTURAL PARA SUPORTE DE CONCENTRADOR  
SOLAR CILÍNDRICO PARABÓLICO

Ingrid Pires Macedo Oliveira dos Santos

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DA ENGENHARIA  
MECÂNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO CAMPUS MACAÉ  
COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU  
DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Examinado por:

---

Prof. Maurício Aguilar Nepomuceno de  
Oliveira  
Orientador

---

Prof. Diego Cunha Malagueta  
Universidade Federal do Rio de Janeiro

---

Prof. Esdras Pereira de Oliveira  
Universidade Federal do Rio de Janeiro

MACAÉ, RJ - BRASIL  
SETEMBRO DE 2016

# Agradecimentos

Primeiramente à Deus, digno de toda honra, por ter me dado a grande oportunidade de concretização deste sonho.

Aos meus pais, Evelasio e Rosilene, por todo apoio durante esses anos. Mãe e Pai, vocês são as pessoas que mais amo no mundo todo. Aos meus irmãos Larissa e Filipe, pela amizade e carinho.

Ao Marçal Ferraz, pelo companheirismo, pelas risadas, pelas conversas, pelo afeto e pelo amor. Mesmo longe, estamos perto.

À tia Mariana, por ter me acolhido na chegada, pela paciência, pelo carinho e por todas as refeições maravilhosas. À Thaiane Fernandes, por ser prima e amiga. À Larissa Matheus e Letícia Barreta, por dividirem casa, mãe e ótimas memórias.

Aos grandes amigos que encontrei ao longo desses seis anos. Ao Rafael e ao Douglas, por compartilharem momentos de alegria e desespero. À Tuani, aos seus pais e à Luisa, pelo teto dos últimos meses. Aos meus amigos do intercâmbio, por dividirem comigo um sonho.

À Universidade Federal do Rio de Janeiro, docentes e colaboradores do Campus Macaé, em especial ao professor e orientador Maurício A. N. de Oliveira pelo auxílio na confecção deste trabalho.

À Rose-Hulman Institute of Technology e aos seus funcionários, em especial à Mrs. Purdy, por ter me feito sentir em casa, mesmo estando distante do verdadeiro lar.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Projeto e análise estrutural para suporte de concentrador solar cilíndrico parabólico

Ingrid Pires Macedo Oliveira dos Santos

Setembro/2016

Orientador: Maurício Aguilar Nepomuceno de Oliveira

Curso: Engenharia Mecânica

O desempenho mecânico dos coletores solares influi diretamente no sistema de geração de energia térmica solar. Este trabalho tem como objeto de estudo a estrutura de um coletor do tipo cilíndrico parabólico. Cada componente do coletor foi dimensionado de acordo com os carregamentos agindo sobre o coletor. Neste trabalho, foram definidos e calculados os carregamentos. O dimensionamento dos componentes foi realizado com o intento de atender as restrições para a deformação do coletor limitando o peso da estrutura. Por fim, foi feita uma análise estrutural do coletor com o auxílio do software ANSYS Workbench.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

Structural project and analysis of a parabolic trough collector support

Ingrid Pires Macedo Oliveira dos Santos

September/2016

Advisor: Maurício Aguilar Nepomuceno de Oliveira

Course: Mechanical Engineering

The mechanical performance of solar collectors influence directly on solar thermal power generation system. This paper has as the research object the structure of a parabolic trough collector. Each component of the collector has been designed considering the loads acting on the collector. In this paper, the loads were defined and calculated. The design of the components was carried out in order to fit the requirements for the deformation of the collector and limit the weight of the structure. Finally, the structural analysis of the collector was realized with ANSYS Workbench software.

# Lista de ilustrações

Figura 1.1 – Oferta Interna de Energia Elétrica - 2014 . . . . .	1
Figura 1.2 – Mapa de irradiação solar global . . . . .	2
Figura 2.1 – Gerador Solar 1878 . . . . .	5
Figura 2.2 – Projetos CSP em dezembro de 2013 . . . . .	6
Figura 2.3 – Coletores solares em Maadi, Egito, 1913 . . . . .	6
Figura 2.4 – Parte do complexo solar SEGS em San Bernardino, California . . . . .	7
Figura 2.5 – Tecnologias CSP e tipos de concentradores . . . . .	8
Figura 2.6 – Esquema de uma planta de energia solar com armazenamento térmico . . . . .	9
Figura 2.7 – Componentes de um calha parabólica . . . . .	10
Figura 2.8 – Esquema operacional de uma calha parabólica . . . . .	11
Figura 2.9 – Coletor solar LS-2 . . . . .	12
Figura 2.10–Coletor solar LS-3 . . . . .	12
Figura 2.11–Coletor solar Solargenix SGX-2, Nevada . . . . .	13
Figura 2.12–Genealogia dos coletores parabólicos . . . . .	13
Figura 2.13–Energia dissipada no sistema . . . . .	14
Figura 2.14–Erros óticos . . . . .	14
Figura 3.1 – Diagrama tensão-deformação mostrando deformação elástica linear . . . . .	16
Figura 3.2 – Diagrama tensão-deformação . . . . .	17
Figura 3.3 – Distribuição de tensão resultante da flexão em um elemento estrutural . . . . .	18
Figura 4.1 – Geometria da calha parabólica . . . . .	20
Figura 4.2 – Isopletas da velocidade básica . . . . .	23
Figura 4.3 – Esquema de concentrador parabólico em diferentes posições angulares . . . . .	24
Figura 4.4 – Carregamentos agindo sobre a calha . . . . .	25
Figura 4.5 – Tubo de torção . . . . .	26
Figura 4.6 – Viga simplesmente apoiada com carregamento uniforme . . . . .	27
Figura 4.7 – Seção circular do tubo estrutural . . . . .	28
Figura 4.8 – Braço transversal . . . . .	29
Figura 4.9 – Viga curva . . . . .	29
Figura 4.10–Chapeamento de fibra de vidro . . . . .	31
Figura 4.11–Pilar sob flexocompressão . . . . .	32
Figura 4.12–Seção transversal do perfil estrutural I . . . . .	33
Figura 4.13–Estrutura do concentrador sem os pilares . . . . .	34
Figura 4.14–Diagrama S-N . . . . .	35
Figura 4.15–Diagrama S-N calculado . . . . .	36
Figura 5.1 – Vista isométrica da estrutura do concentrador . . . . .	37

Figura 5.2 – Malha . . . . .	38
Figura 5.3 – Força aplicada à estrutura metálica . . . . .	39
Figura 5.4 – Condições de contorno . . . . .	39
Figura 5.5 – Tensão equivalente de von Misses sobre a estrutura metálica . . . . .	40
Figura 5.6 – Máxima tensão equivalente sobre a estrutura metálica . . . . .	40
Figura 5.7 – Deformação da estrutura metálica . . . . .	41
Figura 5.8 – Deformação da estrutura metálica . . . . .	41
Figura 5.9 – Deformação direcional da estrutura metálica . . . . .	42
Figura 5.10–Deformação direcional da estrutura metálica . . . . .	42
Figura 5.11–Tipo de carregamento e correção de tensão média . . . . .	43
Figura 5.12–Tipo de carregamento e correção de tensão média . . . . .	43
Figura 5.13–Número de ciclos . . . . .	44
Figura 5.14–Fator de segurança . . . . .	44



# Lista de tabelas

Tabela 4.1 – Propriedades mecânicas dos materiais do coletor . . . . .	21
Tabela 4.2 – Peso dos componentes do coletor . . . . .	22
Tabela 4.3 – Propriedades do aço A 501 . . . . .	28
Tabela 4.4 – Seção tubular circular . . . . .	28
Tabela 4.5 – Perfil estrutural I . . . . .	33

# Lista de símbolos

$A$	Área de referência
$A_e$	Área frontal efetiva: área da projeção ortogonal da edificação
$h$	Altura da seção
$P$	Carga
$P_{cr}$	Carga crítica ou carga axial máxima na coluna antes do início da flambagem
$w$	Carga distribuída
$C_a$	Coefficiente de arrasto
$C_f$	Coefficiente de força
$l$	Comprimento
$\epsilon$	Deformação
$\epsilon_x$	Deformação no eixo x
$e$	Distância do eixo do centro de gravidade ao eixo neutro
$c_0$	Distância do eixo neutro para a fibra externa
$c_i$	Distância do eixo neutro para a fibra interna
$K$	Fator de comprimento efetivo
$V$	Força cortante
$F_a$	Força de arrasto
$E$	Módulo de elasticidade
$I$	Momento de inércia
$M$	Momento fletor
$q$	Pressão dinâmica
$r_c$	Raio do eixo do centro de gravidade
$r$	Raio de giração da área da seção transversal

$r_0$	Raio externo
$r_i$	Raio interno
$R_1$	Reação no ponto 1
$R_2$	Reação no ponto 2
$\sigma$	Tensão
$\sigma_x$	Tensão no eixo x
$\sigma_{cr}$	Tensão crítica ou tensão axial máxima na coluna antes do início da flambagem
$\sigma_a$	Amplitude de tensão
$V_0$	Velocidade básica do vento
$V_k$	Velocidade característica do vento

# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	Motivação	1
1.2	Objetivo	3
1.3	Metodologia	3
1.4	Organização do trabalho	3
<b>2</b>	<b>CONCENTRADORES CILÍNDRICOS-PARABÓLICOS</b>	<b>5</b>
2.1	Histórico dos concentradores cilíndricos-parabólicos	5
2.2	Princípio de funcionamento dos concentradores cilíndricos-parabólicos	7
2.3	Estruturas de suporte dos concentradores parabólicos	11
2.3.1	Estruturas existentes	11
2.3.2	Eficiência ótica	13
<b>3</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA</b>	<b>16</b>
3.1	Análise linear	16
3.2	Modelo de vigas	18
3.3	Modelagem de estruturas por elementos finitos	18
<b>4</b>	<b>PROJETO ESTRUTURAL DO CONCENTRADOR</b>	<b>20</b>
4.1	Materiais	21
4.2	Carregamentos	21
4.2.1	Carregamento permanente	22
4.2.2	Carregamento variável	22
4.3	Geometrias dos elementos estruturais	25
4.3.1	Tubo de torção	26
4.3.2	Braços transversais	29
4.3.3	Chapeamento	30
4.3.4	Pilares de suporte	31
4.3.5	Estrutura	34
4.4	Análise de fadiga	34
<b>5</b>	<b>ANÁLISE ESTRUTURAL</b>	<b>37</b>
5.1	Análise estrutural estática	37
5.2	Análise de fadiga	42
<b>6</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b>	<b>46</b>

<b>6.1</b>	<b>Conclusão . . . . .</b>	<b>46</b>
<b>6.2</b>	<b>Trabalhos Futuros . . . . .</b>	<b>46</b>
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	<b>48</b>
	<b>APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DAS ESTRUTURAS . . . .</b>	<b>50</b>

# 1 Introdução

## 1.1 Motivação

O grande benefício da energia solar, quando comparada aos combustíveis fósseis, é ser limpa. Os combustíveis fósseis têm sido a principal fonte de energia até hoje. Esse fato se deve principalmente ao baixo preço e a pouca importância que era dada à poluição ambiental. Essas justificativas, no entanto, estão perdendo relevância com a queda do custo da geração de energia através de fontes renováveis e, sobretudo, devido ao aumento da preocupação com questões sócio-ambientais.

Existe um potencial inexplorado para a produção de energia de origem renovável na maioria das regiões do mundo. A segurança do abastecimento de energia através da diversificação das fontes, a redução das emissões de gases de efeito estufa e a criação de empregos são justificativas para a promoção de energias renováveis. E o número de investimentos em energia renovável é crescente. Estima-se que US \$ 120 bilhões foram investidos em 2008 no mundo todo, quase o dobro de 2006. Países emergentes, como China, Índia e Brasil estão se tornando líderes no setor (UN, 2013).

De acordo com o relatório do Ministério de Minas e Energia de 2015, com dados referentes ao ano de 2014, a Oferta Interna de Energia Elétrica (OIEE) foi de 624,3 TWh, dos quais 74,6% são renováveis, destaca-se no relatório o aumento de 85,6% na oferta de eólica, de 43,4% de óleo e outras renováveis em relação ao ano de 2013. Ainda de acordo com o relatório, a oferta de energia solar no ano de 2014 foi de 16 GWh, o que corresponde somente a 0,003% da OIEE. A figura 1.1 ilustra a matriz de OIEE (BRASIL, 2014b).

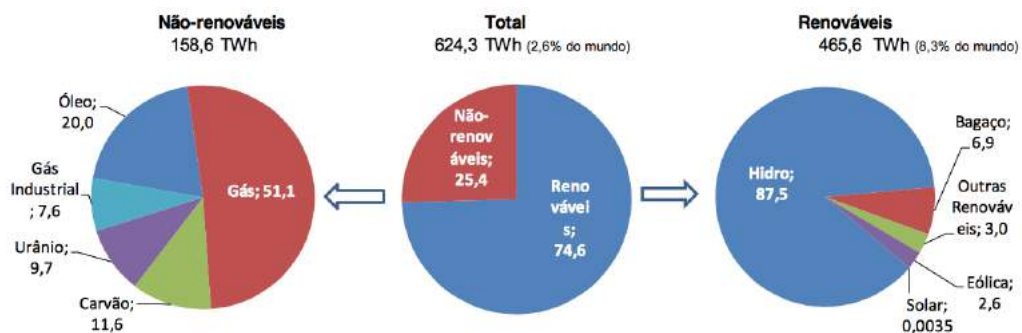


Figura 1.1 – Oferta Interna de Energia Elétrica - 2014. Fonte: Resenha Energética Brasileira 2015

No Brasil, o potencial para geração de energia solar é imenso, com os maiores valores de irradiação solar no país observados na região Nordeste. A média anual brasileira de irradiação solar global está na faixa de 1.200 e 2.400 kWh m<sup>-2</sup> por ano (figura 1.2),

superando a média europeia, onde há a maior concentração de investimentos do setor. Hoje, vários projetos para o aproveitamento desta energia estão em curso ou em operação. Em dezembro do ano passado, o Ministério de Minas e Energia lançou o Programa de Desenvolvimento da Geração Distribuída de Energia Elétrica (ProGD) com a finalidade de aumentar o estímulo à produção de energia pelos próprios consumidores baseada em fontes renováveis (BRASIL, 2014a).



Figura 1.2 – Mapa de irradiação solar global. Fonte: SolarGIS 2013

As principais tecnologias para a produção de electricidade solar são: energia fotovoltaica (PV) e energia solar concentrada (CSP). A energia fotovoltaica é gerada a partir da conversão direta da luz em electricidade, enquanto a tecnologia CSP utiliza espelhos para concentrar a energia da luz do sol e convertê-la em calor para criar vapor para acionar uma turbina que gera energia elétrica.

Apesar do conceito de funcionamento dos CSPs ser antigo, a tecnologia CSP só viveu sua primeira onda de desenvolvimento comercial entre os anos de 1984 e 1995. Desde então, várias pesquisas, projetos e demonstrações foram impulsionados (LOVEGROVE, 2012).

O cenário brasileiro de investimento em energia, a demanda por avanço sustentável e a atual fase de avanço tecnológico na área abrem espaço para a inserção nacional no desenvolvimento tecnológico dos CSPs. Neste cenário, a UFRJ Macaé está desenvolvendo

um projeto de uma usina elétrica baseada em coletores solares. O projeto almeja encontrar alternativas econômicas para a construção e implantação dos coletores.

Este trabalho foi elaborado como parte do estudo efetuado para o projeto supracitado.

## 1.2 Objetivo

O presente trabalho foi elaborado com o intento principal de projetar a estrutura de suporte do concentrador cilíndrico parabólico a ser elaborado pelo grupo de trabalho formado no campus. O concentrador será fabricado pela indústria nacional e será a base para uma planta piloto de 5kW para o campus da UFRJ Macaé. O trabalho visa apontar a metodologia empregada durante o desenvolvimento do projeto. Esta estrutura é utilizada para o suporte dos espelhos.

A partir da definição das cargas críticas e das deformações aceitáveis, exigências para a estrutura de suporte, o trabalho pretende apresentar as metodologias necessárias para dimensionar a estrutura e analisar sua integridade estrutural sob condições de trabalho de modo a garantir a eficiência ótica do coletor.

## 1.3 Metodologia

O projeto dos itens que compõem o coletor foi realizado conforme a disponibilidade da indústria local com a intenção de alcançar uma solução de baixo custo e, consequentemente, economicamente competitiva com os produtos importados dominantes do mercado.

O projeto da estrutura metálica foi realizado a partir de soluções analíticas segundo o modelo de vigas e chapas. Posteriormente, a geometria foi gerada com o software SolidWorks e a análise estrutural foi feita através do método dos elementos finitos com auxílio do software Ansys Workbench.

## 1.4 Organização do trabalho

O segundo capítulo contextualiza os principais conceitos abordados no projeto. Inicia-se com o histórico dos concentradores solares, em especial os concentradores do tipo cilíndrico-parabólicos, seguido pela explanação dos conceitos de funcionamento desse tipo de equipamento. Nesse capítulo são, ainda, mencionados conceitos que não serão empregados ao longo do trabalho, contudo são interessantes para uma melhor compreensão acerca do assunto em questão.



No terceiro capítulo é feita uma revisão bibliográfica de análise linear, modelo de vigas e método dos elementos finitos a fim de fundamentar as considerações feitas e os cálculos e análises realizados.

O quarto capítulo apresenta o levantamento dos carregamentos aos quais esta submetida a estrutura, o dimensionamento dos diferentes componentes do suporte e a análise de resistência à fadiga da estrutura.

O quinto capítulo apresenta a análise estrutural com o auxílio do ANSYS Workbench realizada para a estrutura projetada.

No sexto capítulo são apresentadas as conclusões e propostos possíveis trabalhos futuros que venham a complementar este trabalho.

## 2 Concentradores cilíndricos-parabólicos

### 2.1 Histórico dos concentradores cilíndricos-parabólicos

A idéia de concentrar energia solar é antiga. No terceiro século antes de Cristo, gregos e romanos usavam espelhos para acender tochas para fins religiosos. Por volta de 200 a.C, Arquimedes explicou os painéis espelhados para concentrar raios solares. Na mesma época, o matemático grego Diocles descreveu as propriedades ópticas de uma calha parabólica (LOVEGROVE, 2012).

O cientista suíço Horace de Saussure construiu o primeiro coletor solar do mundo, que mais tarde, na década de 1830, foi usado por Sir John Herschel para cozinhar alimentos. Nas décadas de 1860 e 1870, o francês August Mouchet propôs a ideia de motores a vapor movidos a energia solar. Ele, juntamente com seu assistente, Abel Pifre, construíram os primeiros motores movidos a energia solar (Figura 2.1 ) (LOVEGROVE, 2012).

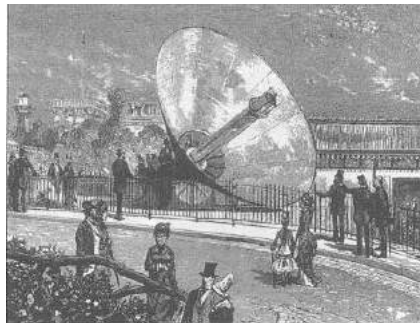


Figura 2.1 – Gerador Solar 1878. Fonte: Google Imagens

Os concentradores cilíndrico-parabólicos são os mais utilizados atualmente. Até junho 2016, a tecnologia de cilindro parabólico correspondia a 83% da potência em operação (PENAFIEL, 2016 apud CSP TODAY, 2016)

O gráfico da figura 2.2 apresenta a divisão entre os diferentes tipos de concentradores solares existentes. O primeiro concentrador do tipo cilíndrico-parabólicos data de 1880 e foi construído por John Ericsson; no entanto a tecnologia só foi patenteada em 1907 pelos alemães Wilhelm Meier e Adolf Remshardt (REEKEN et al., 2014).

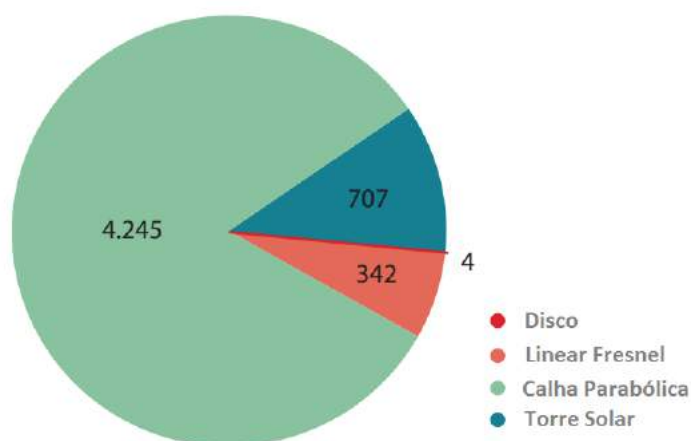


Figura 2.2 – Projetos CSP em dezembro de 2013. Fonte: Parabolic Trough CSP Technology, traduzido do inglês

Em 1913, o engenheiro norte-americano Frank Shuman propôs e construiu uma usina baseada em coletores do tipo cilíndrico parabólico no Egito (Figura 2.3). Planejada para gerar electricidade, a instalação foi usada em vez disso, para irrigação agrícola (LOVEGROVE, 2012).

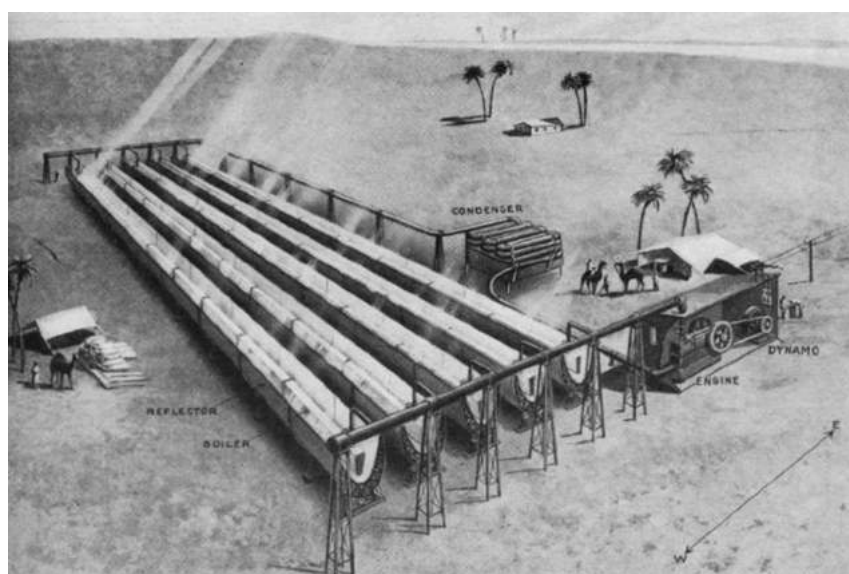


Figura 2.3 – Coletores solares em Maadi, Egito, 1913. Fonte: Google imagens

Porém o verdadeiro surgimento comercial da indústria de CSP se deu na Califórnia, na década de 1980. A Empresa Luz Internacional avançou tecnologicamente ao construir estações de energia baseadas em concentradores cilíndrico-parabólicos. As primeiras estações, chamadas Solar Electric Generating System (SEGS) I e II, entraram em operação nos anos de 1985 e 1986 em decorrência do contrato da LUZ com a Southern California Edison (SCE). Mais tarde em razão de outros contratos com a SCE foram implantadas mais 7 outras estações. Cada uma das nove estações construídas pela empresa, entre 1985

e 1991, no deserto de Mojave, na Califórnia, era maior do que as já existentes na época. Estas usinas continuam a operar por de mais de 20 anos. Durante a década de 90, no entanto, não houve desenvolvimento algum na área (LOVEGROVE, 2012).



Figura 2.4 – Parte do complexo solar SEGS em San Bernardino, Califórnia. Fonte: Google Imagens

As implantações comerciais só foram retomadas em 2005 dado o reconhecimento de que esta é uma tecnologia limpa e possível de ser armazenada. Como consequência da lacuna de 15 anos sem implantações comerciais, a capacidade fotovoltaica instalada cresceu dez vezes mais do que a de CSP, resultando em uma redução significativa de custos para energia fotovoltaica, enquanto a CSP ainda está numa fase inicial de redução de custos (LOVEGROVE, 2012).

O desenvolvimento da tecnologia CSP se espalhou ao redor do mundo. Em vários países existem projetos de CSP já anunciados ou em construção, tais como: Argélia, Marrocos, Egito, Israel, China, Índia, Austrália, África do Sul, Portugal, Itália, Grécia, Malta e Chipre. Enquanto a indústria ainda está em seu estágio inicial e vulnerável às mudanças políticas repentinas de países-chave, um forte crescimento global está previsto para o setor (LOVEGROVE, 2012).

## 2.2 Princípio de funcionamento dos concentradores cilíndricos-parabólicos

Coletores de energia solar são tipos de trocadores de calor que transformam a energia da radiação solar em calor. O coletor solar é o principal equipamento de qualquer

sistema solar, ele recebe a energia solar, converte em calor e transfere esse calor a um fluido (KALOGIROU, 2009).

Existem dois tipos de coletores solares: os não-concentradores e os concentradores. No primeiro, a área que intercepta a radiação é a mesma que a absorve, enquanto no segundo, a área que recebe os raios incidentes os reflete para uma área menor. Um dos principais benefícios dos dispositivos concentradores é a redução do tamanho físico do receptor em relação à área sobre a qual a luz é recolhida (KALOGIROU, 2009).

As configurações dos coletores concentradores utilizados comercialmente são: Espelhos Lineares de Fresnel (Linear Fresnel), Torre Solar (Tower), Calha Parabólica (Parabolic Trough) e Disco de Stirling (Dish Stirling) conforme imagem 2.5, cada tecnologia possui vantagens e mercados específicos (KALOGIROU, 2009).

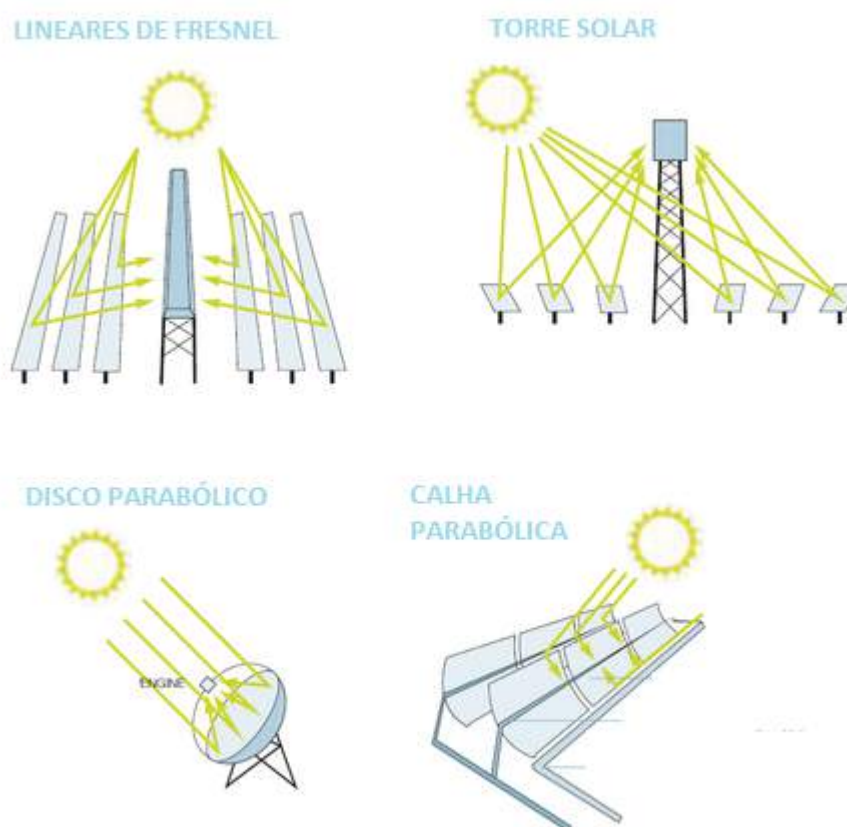


Figura 2.5 – Tecnologias CSP e tipos de concentradores. Fonte: Energypedia, traduzido do inglês

O aspecto inovador do CSP está na sua capacidade de capturar e concentrar a energia do sol para fornecer o calor para o aquecimento de um fluido que troca calor com o fluido de um ciclo termodinâmico, diferente das usinas que usam combustíveis fósseis como fonte de calor para gerar vapor. O vapor da água gira uma grande turbina,

que aciona um gerador e produz eletricidade. Outro atributo das estações CSP está na possibilidade de serem equipadas com um sistema de armazenamento de calor, a fim de gerar energia elétrica, mesmo quando o céu estiver turvo ou durante a noite, o que aumenta significativamente a capacidade do CSP quando comparado à energia solar fotovoltaica (IRENA, 2012).

O processo termodinâmico de uma planta de energia solar está representado na figura 2.6. Os principais elementos da estação são: o campo solar, o sistema de armazenamento, o gerador de vapor e os sistemas auxiliares, para iniciar e controlar a estação. A radiação solar substitui o combustível em instalações convencionais (GIANNUZZI et al., 2007).

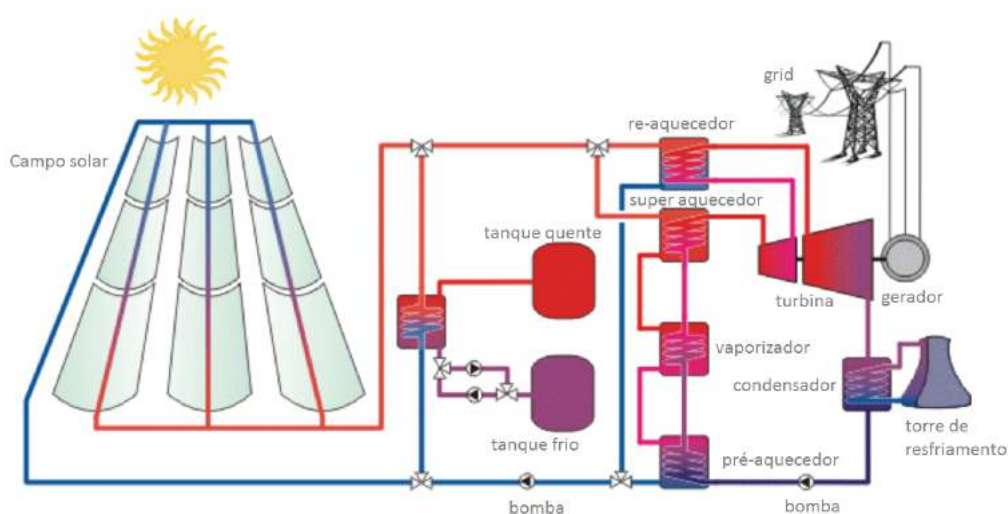


Figura 2.6 – Esquema de uma planta de energia solar com armazenamento térmico.

Fonte: Erneuerbare Energien und Klimaschutz, 2005, traduzido do inglês

Os concentradores cilíndrico-parabólicos são estruturas revestidas por espelhos em formato parabólico. A energia da luz solar que entra no espelho paralela ao seu plano de simetria é concentrada ao longo da linha focal, ao longo desta linha é posicionado um tubo receptor (KALOGIROU, 2009).

As calhas parabólicas possuem 3 componentes principais: os espelhos parabólicos que direcionam os raios solares, o receptor por onde passa um fluido térmico e a estrutura metálica que suporta os espelhos e o receptor, onde também é fixado o seguidor que permite o movimento da estrutura metálica.

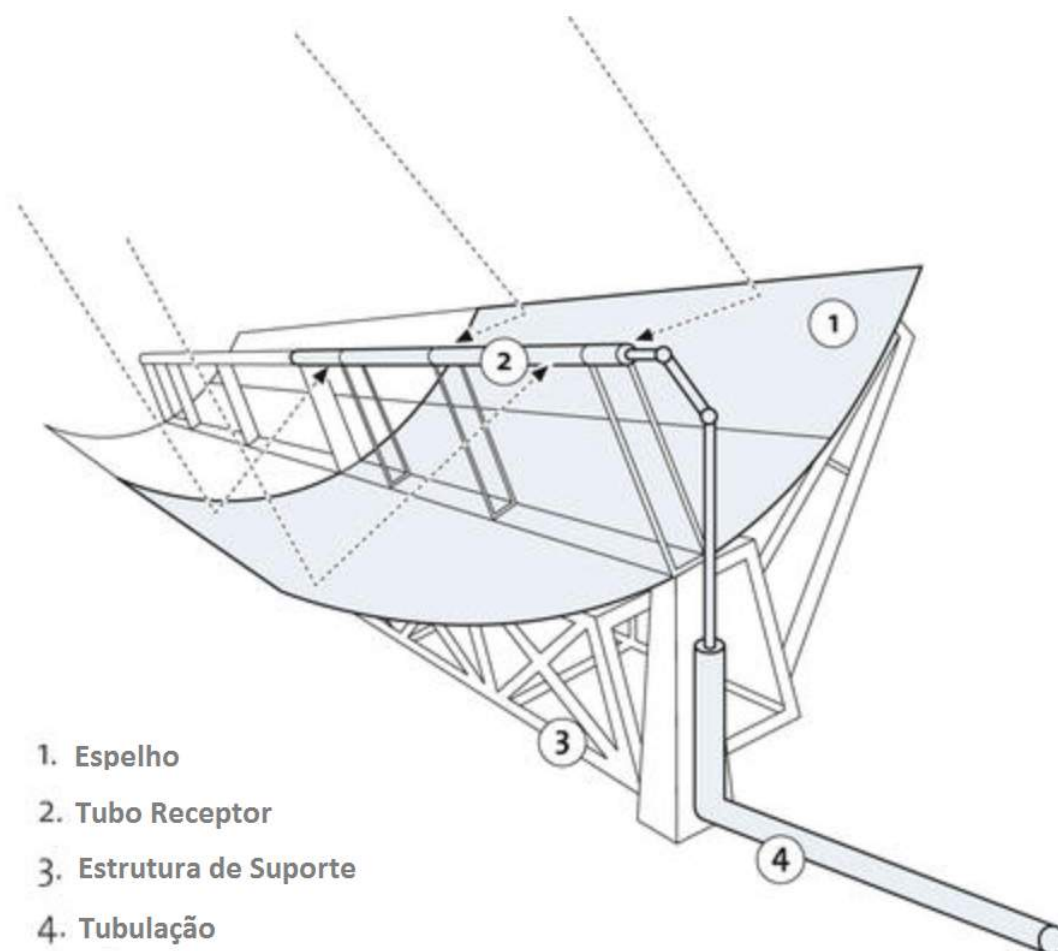


Figura 2.7 – Componentes de um calha parabólica. Fonte: Solar Millennium, 2016, traduzido do inglês

Os espelhos parabólicos são construídos de folhas de material refletor com formato parabólico que concentram a luz solar incidente em um tubo receptor alocado na linha de foco do coletor. Os espelhos são geralmente alinhados no sentido Norte-Sul e acompanham o sol que se move de leste para oeste, de modo a maximizar a energia recolhida (Figura 2.8) (IRENA, 2012).



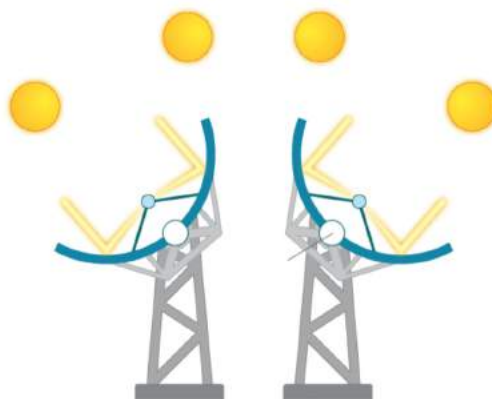


Figura 2.8 – Esquema operacional de uma calha parabólica. Fonte: Termosol Glass, 2014, adaptado pelo autor

O receptor é constituído por um tubo absorvedor dentro de um invólucro de vidro no vácuo. Este tubo geralmente é de aço inoxidável com um revestimento espectralmente seletivo que absorve bem a radiação solar, mas emite pouca radiação infravermelha, o que minimiza as perdas de calor (IRENA, 2012).

A estrutura de suporte é uma base metálica que se move e dá suporte ao receptor.

## 2.3 Estruturas de suporte dos concentradores parabólicos

### 2.3.1 Estruturas existentes

Dentre as diferenças entre os modelos de concentradores parabólicos destaca-se o tipo de estrutura metálica adotada. A estrutura tem a função de suportar o painel refletor e o tubo absorvedor. O desempenho dos coletores, em termos de eficiência ótica, está diretamente relacionado à rigidez estrutural e à carga aplicada, visto que o painel e o tubo precisam estar rigorosamente posicionados (REEKEN et al., 2014).

Diferentes projetos estruturais foram desenvolvidos nos últimos anos. Para resistir aos carregamentos, as estruturas desenvolvidas apresentam geralmente três tipos principais de estruturas de apoio: o tubo de torção, a caixa de torção ou uma estrutura de treliça espacial. Devido à alta rigidez e à alta resistência mecânica, o aço é normalmente usado como material da estrutura; em alguns casos o alumínio também é empregado em razão de sua massa específica (REEKEN et al., 2014).

Na década de oitenta, as primeiras usinas de energia solar concentrada que utilizavam concentradores parabólicos foram implantadas. Os modelos de coletores utilizados nessas usinas foram desenvolvidos pela empresa americana e israelense LUZ. Os primeiros foram o LS-1 e o LS-2, ambos com tubo de torção como principal elemento estrutural



(Figura 2.9); o terceiro modelo foi o LS-3, onde o tubo de torção foi substituído por duas caixas de torção(Figura 2.10) (REEKEN et al., 2014).



Figura 2.9 – Coletor solar LS-2. Fonte: Parabolic Trough CSP Technology: state of the art and market overview



Figura 2.10 – Coletor solar LS-3. Fonte: Parabolic Trough CSP Technology: state of the art and market overview

Os coletores atuais de maior relevância são (REEKEN et al., 2014):

- Solargenix, desenvolvido pela Solargenix Energy e pela NREL, com treliça espacial feita a partir de alumínio extrudado;
- EuroTrough, projetado com uma caixa de torção central por um grupo de companhias europeias;
- SENERtrough e ENEA Collector, que, assim como os primeiros coletores, utilizam tubo de torção como elemento estrutural principal 2.11.

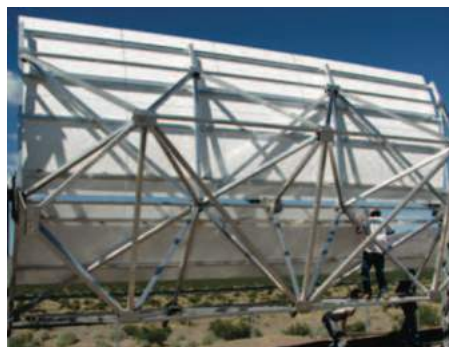


Figura 2.11 – Coletor solar Solargenix SGX-2, Nevada. Fonte: Parabolic Trough CSP Technology: state of the art and market overview

Na figura 2.12 são mostrados os tipos de estruturas de apoio empregados nos principais coletores.

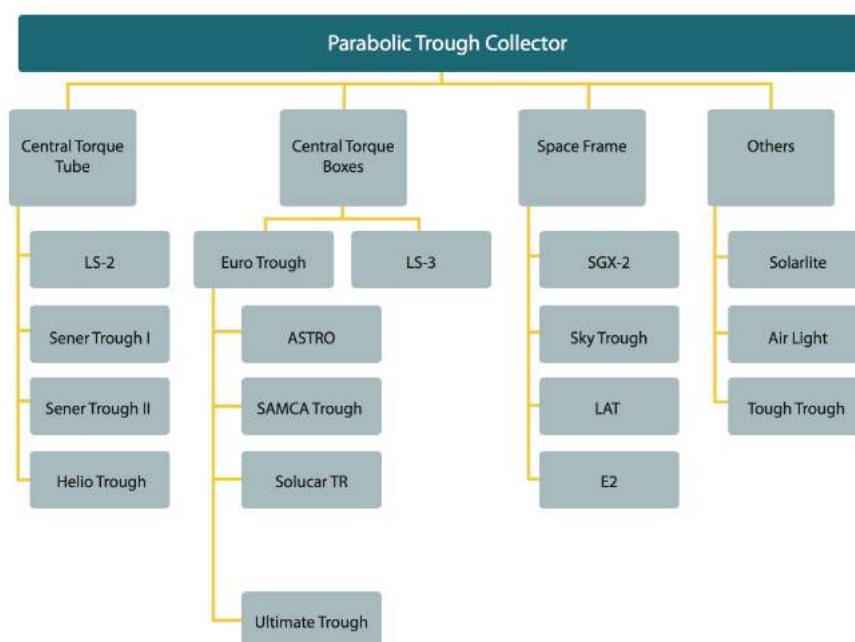


Figura 2.12 – Genealogia dos coletores parabólicos. Fonte: Parabolic Trough CSP Technology: state of the art and market overview

### 2.3.2 Eficiência ótica

O desempenho das estruturas mecânicas interfere diretamente na capacidade dos elementos óticos de concentrar a luz recebida corretamente para o receptor.

Segundo Figueredo (2011), as instalações padrões das calhas solares tem eficiência ótica global de 54,2%, o que indica que metade da energia é dissipada no sistema. Essa eficiência ótica do campo solar engloba os efeitos do ângulo de incidência, a disponibilidade solar, os erros de rastreamento do coletor, a precisão geométrica dos espelhos, a refletividade dos espelhos, a limpeza dos espelhos e do invólucro de vidro receptor, o sombreamento do

receptor, a transmitância do invólucro de vidro do receptor e a absorção da energia solar pelo receptor (FIGUEREDO, 2011).

Na figura 2.13 são apresentadas as perdas energéticas em um concentrador solar.

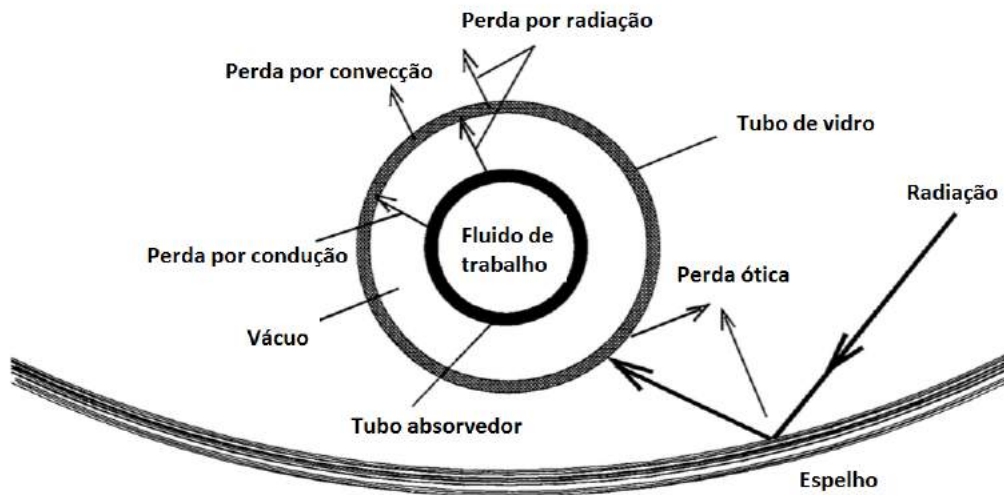


Figura 2.13 – Energia dissipada no sistema. Fonte: Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors, traduzido do inglês

A eficiência ótica do concentrador é calculada em função da refletividade do espelho, do fator interceptação, da transmitância do invólucro de vidro e da absortância do receptor.

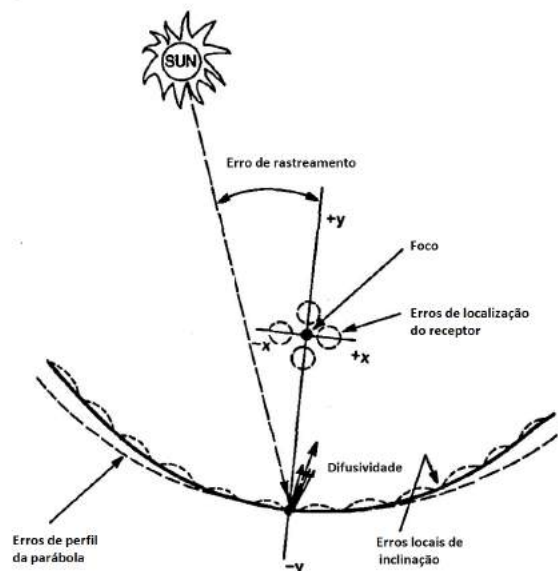


Figura 2.14 – Erros óticos. Fonte: Thomas,1993, traduzido do inglês

O aumento da eficiência global do sistema é o maior desafio no projeto de campos solares. Considerando que os principais custos com componentes no campo são o receptor

(20%), os espelhos (19%), e a estrutura do coletor (29%), temos como indispensáveis os projetos de melhoria das estruturas existentes, a fim de se elevar a eficiência global ótica. Estima-se que o custo dos coletores deve diminuir nos próximos anos, apesar do aumento da eficiência e do tamanho das plantas (FIGUEREDO, 2011).

A principal carga atuante no coletor é proveniente da ação do vento, devido à área de abertura do mesmo. A força do vento é aplicada como pressão distribuída sobre a superfície do coletor. O vento também impõe à calha uma carga torcional, que em muitos casos é um limitador para o comprimento do coletor. Para as estruturas das calhas, o carregamento mais importante é o de torção, visto que o seguidor é instalado em apenas uma das extremidades da calha e movimenta toda ela. O comprimento das calhas pode chegar a 240m, fazendo com que a carga de torção seja muito alta. Em muitos casos, a eficácia do campo tem sido limitada por deformações estruturais de módulos, resultantes da carga de vento, que prejudicam a focagem (REEKEN et al., 2014).

Os principais requisitos na concepção de um concentrador são (GIANNUZZI et al., 2007):

- segurança, estrutura deve garantir níveis de segurança adequados quando exposta a cargas estáticas;
- desempenho ótico, a estrutura deve garantir uma rigidez adequada, a fim de limitar os deslocamentos sob as condições operacionais;
- funcionalidade mecânica, não deve haver interferência entre as peças móveis e fixas da estrutura;
- baixo custo, a estrutura deve responder às exigências econômicas para campos de coletores solares.

## 3 Revisão da literatura

### 3.1 Análise linear

A análise linear discorre sobre materiais que se comportam elasticamente. Um material elástico é o que se deforma quando sujeito a um carregamento, mantém deformação constante quando a carga é mantida constante, e retorna à sua forma original quando a carga é removida. Materiais que recuperam integralmente sua forma original são denominados perfeitamente elásticos; quando somente parte da deformação é revertida, os materiais são denominados parcialmente elásticos (CALLISTER, 2010).

A medida de deformação de uma estrutura está relacionada à magnitude da tensão sobre ela aplicada. Para os materiais trabalhando em regime elástico, a quantidade de deformação é proporcional à tensão. Essa proporção se dá de acordo com a equação:

$$\sigma = E\epsilon \quad (3.1)$$

Esta equação é conhecida como a lei de Hooke, e a constante de proporcionalidade  $E$  (GPa ou psi) é o módulo de elasticidade, ou módulo de Young (CALLISTER, 2010).

A relação linear entre tensão e deformação é apresentada no gráfico da figura 3.1. A inclinação da reta corresponde ao módulo de elasticidade  $E$ . Este módulo é a rigidez, ou resistência de um material à deformação elástica. O módulo  $E$  é um parâmetro importante em projetos e é usado para calcular as deformações elásticas das estruturas (CALLISTER, 2010).



Figura 3.1 – Diagrama tensão-deformação mostrando deformação elástica linear. Fonte: Callister, 2007, traduzido do inglês

O gráfico tensão-deformação (figura 3.1) mostra a aplicação da carga, que corresponde a mover-se a partir da origem para cima e ao longo da linha reta. Após a liberação da carga, a linha é percorrida em sentido contrário, de volta à origem.

Para a maioria dos materiais metálicos, a deformação elástica se mantém apenas para pequenos valores de deformações, essa porção elástica corresponde à linha inclinada do diagrama tensão-deformação. No entanto, após um valor crítico de tensão ser alcançado, tensões e deformações deixam de ser proporcionais e a deformação torna-se permanente. Existe ainda um valor máximo de carga que pode ser atingido pelo material, a partir deste cargas mais baixas são suficientes para manter a deformação da estrutura até a ruptura (BEER, 2012).

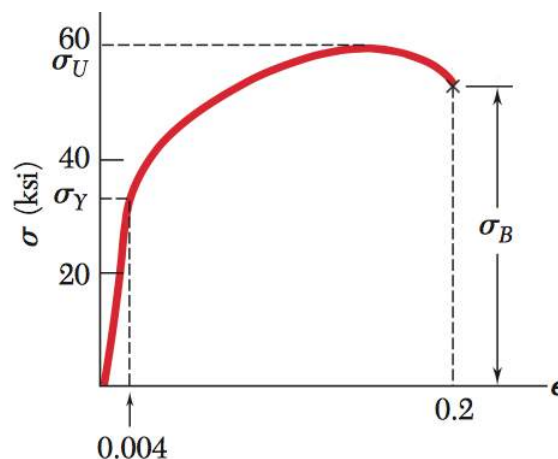


Figura 3.2 – Diagrama tensão-deformação. Fonte: Beer and Johnston, 2012

A tensão na qual o escoamento é iniciado,  $\sigma_y$ , é chamada de tensão de escoamento do material. A tensão correspondente à carga máxima aplicada à amostra,  $\sigma_u$ , é conhecida como tensão máxima. E a tensão correspondente à ruptura,  $\sigma_B$ , é chamada de tensão de ruptura (BEER, 2012).

A maioria das estruturas são projetadas para assegurar que a deformação elástica seja a única presente quando uma tensão é aplicada. A estrutura ou componente deformado plasticamente pode não ser capaz de funcionar como pretendido.

Para tensões normais abaixo do limite de escoamento, não haverá nenhuma deformação permanente, e a lei de Hooke para a tensão uniaxial é válida. Posto isto, na direção longitudinal X teremos:

$$\sigma_x = E\epsilon_x \quad (3.2)$$

No intervalo elástico, a tensão normal varia linearmente com a distância a partir da superfície neutra. Essa afirmação é válida até a tensão máxima,  $\sigma_m$ , tensão na primeira fibra (figura 3.3), atinja um valor maior que o limite de escoamento.

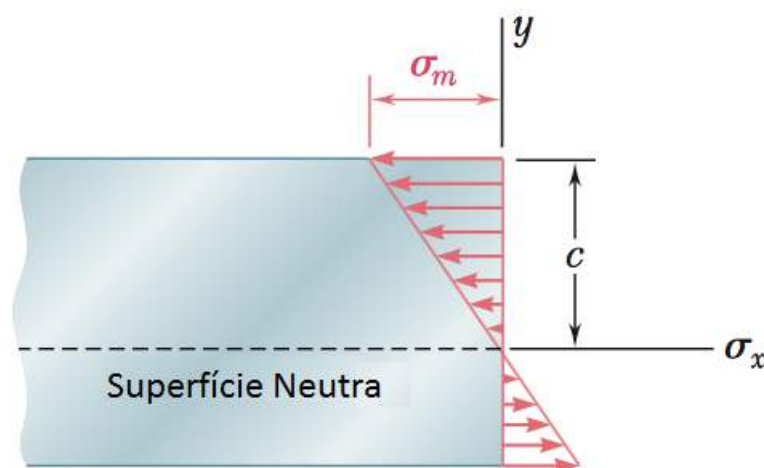


Figura 3.3 – Distribuição de tensão resultante da flexão em um elemento estrutural

Fonte: Beer and Johnston, 2012

## 3.2 Modelo de vigas

Os elementos estruturais derivam da divisão da estrutura em segmentos que podem ser relacionados a teorias de cálculo já estabelecidas no meio técnico. Esses elementos são classificados em função de suas geometrias e esforços solicitantes.

“As vigas são elementos estruturais projetados para suportar cargas aplicadas perpendicularmente a seus eixos longitudinais” (HIBBELER, 2010). A característica primária das vigas, ou barras, é possuir uma de suas dimensões bem maior que as demais. Esta consideração foi feita no presente trabalho em atenção às dimensões dos elementos projetados.

Alguns softwares de CAD (computer-aided design) fazem uso do modelo de vigas para a simplificação de modelos estruturais, a fim de otimizar a atividade de processamento de dados. O problema e os recursos essenciais são reduzidos consideravelmente deste modo.

## 3.3 Modelagem de estruturas por elementos finitos

Em problemas de análise estrutural procura-se determinar as tensões e as deformações ao longo de uma estrutura que se encontra em equilíbrio e é submetida a cargas aplicadas. O método dos elementos finitos envolve a modelagem da estrutura usando pequenos elementos interligados (BATHE, 2014).

A modelagem de uma estrutura pelo método de elementos finitos é caracterizada pelas seguintes etapas:

1. modelagem do sistema: são feitas suposições a fim de simplificar o problema.

2. discretização em elementos: divisão do corpo em um sistema equivalente de elementos, os elementos são ligados por nós em comum. O número total de elementos utilizados são questões de julgamento de engenharia. Elementos menores resultam em resultados melhores, mas aumentam o esforço computacional (LOGAN, 2011);
3. escolha do tipo de elemento: a escolha dos elementos a serem utilizados em uma análise de elementos finitos depende da constituição física do corpo sob condições de cargas reais e sobre o quão próximo do comportamento real o analista quer que os resultados sejam;
4. criação da malha de elementos: equações de equilíbrio que modelarão as propriedades do sistema;
5. determinação das condições de contorno: é preciso utilizar condições de contorno (restrições e liberações de alguns graus de liberdade.) para que a estrutura não se mova de modo diferente do caso real por ação dos carregamentos mecânicos presentes.
6. solução para os graus de liberdade desconhecidos: a resolução do conjunto de equações algébricas é feito para os graus de liberdade nodais desconhecidos da estrutura. Os deslocamentos são chamados incógnitas primárias, pois são as primeiras quantidades determinadas usando o método dos elementos finitos.
7. solução para as tensões e deformações: em um problema de análise estrutural, quantidades secundárias importantes de tensão e deformação(ou momento e força de cisalhamento) podem ser obtidas porque elas podem ser diretamente expressas em termos dos deslocamentos determinados (LOGAN, 2011);
8. interpretação dos resultados: o objetivo final é interpretar e analisar os resultados para utilização do projeto. A determinação de locais na estrutura onde ocorrem grandes deformações e tensões é geralmente importante na tomada de decisões de projeto (LOGAN, 2011).



## 4 Projeto estrutural do concentrador

Um concentrador solar parabólico linear pode ser dividido em 3 sistemas principais: o sistema de concentração, o sistema de torção e o sistema de suporte. O sistema concentrador compõe-se de toda a estrutura de apoio dos espelhos, braços transversais e chapeamento; o sistema de torção, dos elementos estruturais encarregados de suportar toda a carga torcional imposta ao concentrador, tubo ou caixa de torção; e o sistema de suporte, dos elementos que suportam a calha parabólica, pilares de suporte. O presente trabalho tem por intento elaborar uma proposta para a estrutura dos elementos básicos de cada um dos sistemas supracitados (MILIOZZI; GIANNUZZI; NICOLINI, 2006).

O coletor de calha parabólica terá 8,0m de comprimento dividido em dois módulos de 4,0m, a largura da abertura da calha parabólica será de 3,44m e a distância focal, de 1,21m (figura 4.1 ).

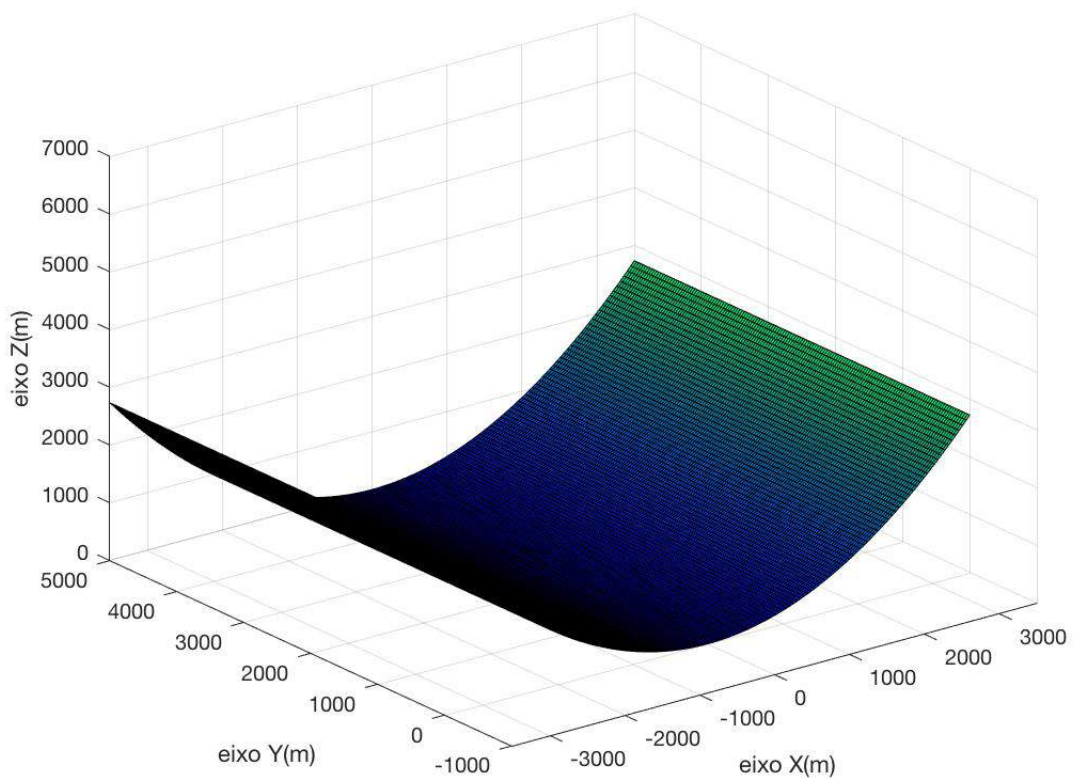


Figura 4.1 – Geometria da calha parabólica

## 4.1 Materiais

A seleção dos materiais é uma questão indispensável quando se tem como objetivo a redução de custos no projeto. Quantitativamente, concreto, aço e vidro são os materiais mais necessários para uma planta CSP. Para o projeto estrutural aqui apresentado, o aço A501 foi selecionado para tubo, o A36 para os braços e o A572 para os pilares, devido à resistência mecânica e ao custo. E a fibra de vidro foi escolhida para o chapeamento, posto que a fibra é um material leve e resistente que pode ser facilmente moldado em formas complexas.

Os aços permitidos para uso consoante a ABNT (2008) para perfis, barras e chapas são aqueles qualificados estruturalmente por Norma Brasileira ou especificados por normas estrangeiras. Estes devem apresentar resistência ao escoamento máxima de 450 MPa e razão entre resistências à ruptura e ao escoamento não inferior a 1,18.

A fibra de vidro é um material composto por filamentos finíssimos e flexíveis de vidros no interior de um material polimérico. Como todo compósito, é projetado para adquirir as melhores características dos materiais que o compõe, desse modo a fibra de vidro obtém a resistência do vidro e a flexibilidade do polímero.

As características mecânicas dos materiais escolhidos estão listadas na tabela 4.1.

A proposta é que a elaboração do projeto seja feita considerando os produtos fornecidos pela indústria local, possibilitando uma redução de custos e de investimento de capital, visando produzir uma alternativa economicamente competitiva aos produtos importados dominantes no mercado.

Tabela 4.1 – Propriedades mecânicas dos materiais do coletor

Material	Módulo de Elasticidade(GPa)	Coefficiente de Poisson	Densidade(kg m <sup>-3</sup> )
Aço	210	0.3	7380
Fibra de Vidro	45	0.19	1600

## 4.2 Carregamentos

Para cálculo de projeto, as forças atuando sobre a estrutura foram divididas em permanentes e variáveis. As principais cargas sobre coletor de calha parabólica incluem a carga do peso da estrutura e a carga de vento.

Ambos os carregamentos têm um efeito de carga distribuída sobre a estrutura.

### 4.2.1 Carregamento permanente

O peso da estrutura, que é na prática o único carregamento permanente a que esta submetido o concentrador, é obtido a partir das densidades de cada material empregado no projeto.

A tabela 4.2 apresenta os valores de peso de cada componente do coletor.

Tabela 4.2 – Peso dos componentes do coletor

Componente	Material	Peso (N)
Caixa de Torção	Aço	1638,95
Braços	Aço	1378,37
Chapeamento	Fibra de Vidro	686,98
Espelhos	-	1011,36
Receptor	-	196

O peso total da estrutura é igual a 4911,7 N.

### 4.2.2 Carregamento variável

A ação do vento sobre os concentradores parabólicos é definida como um carregamento variável. A Norma ABNT (1988) estabelece os requisitos para o cálculo das forças consequentes da ação estática e dinâmica do vento, para fins de projetos de edificações.<sup>1</sup>

A norma define a força global do vento sobre uma edificação como a soma vetorial das forças do vento que atuam sobre esta. Em geral, uma componente qualquer da força global pode ser calculada pela equação:

$$F = C_f q A \quad (4.1)$$

Por conseguinte, a força de arrasto, componente da força global na direção do vento, é calculada pela equação:

$$F_a = C_a q A_e \quad (4.2)$$

A pressão dinâmica é calculada a partir da velocidade característica do vento:

$$q = 0,613 V_k^2 \quad (4.3)$$

<sup>1</sup> A Norma se aplica a edificações de formas, dimensões e localizações comuns, os demais casos requerem estudos especiais para determinação das forças atuantes do vento e seus efeitos

onde:

$$V_k = V_0 S_1 S_2 S_3 \quad (4.4)$$

A velocidade característica do vento,  $V_k$ , é resultado da multiplicação entre a velocidade básica do vento e fatores  $S_1$ ,  $S_2$  e  $S_3$ . A velocidade básica do vento,  $V_0$ , é a velocidade de uma rajada de 3 s, excedida em média uma vez em 50 anos, a 10 m acima do terreno, em campo aberto e plano. A velocidade básica adequada ao local onde a estrutura será construída é determinada de acordo com a figura 4.2.

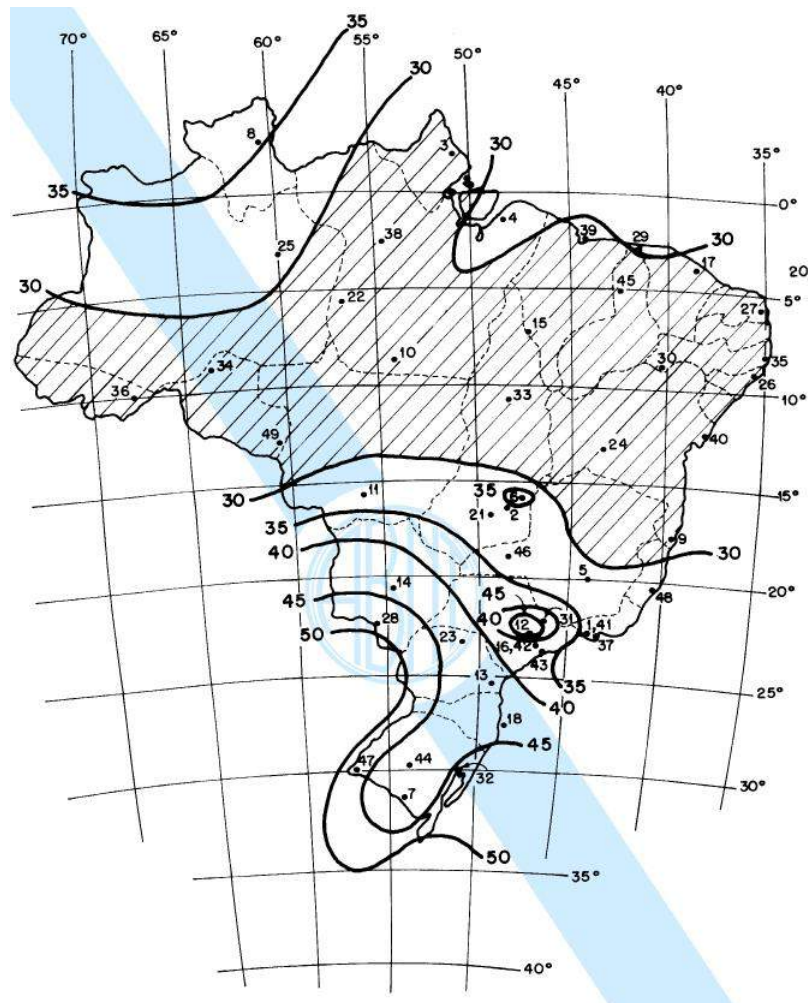


Figura 4.2 – Isopletas da velocidade básica. Fonte: NBR-6123

O fator topográfico  $S_1$  leva em consideração as variações do relevo do terreno; para terreno plano ou fracamente acidentado:  $S_1 = 1,0$ . O fator  $S_2$  considera o efeito combinado da rugosidade do terreno, da variação da velocidade do vento com a altura acima do terreno e das dimensões da edificação ou parte da edificação em consideração; para terrenos abertos em nível ou aproximadamente em nível, com poucos obstáculos isolados, e para edificações cuja maior dimensão seja inferior a 20 metros e altura inferior ou igual a 5m:  $S_2 = 0,94$ . E o fator estatístico  $S_3$  considera o grau de segurança requerido

e a vida útil da edificação; para edificações comerciais e industriais com alto fator de ocupação  $S_3 = 1$ , para o campus foi considerado esse valor.

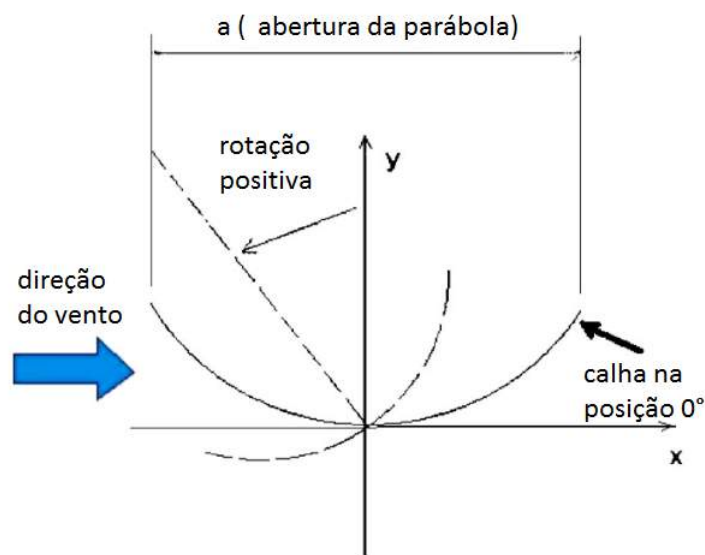


Figura 4.3 – Esquema de concentrador parabólico em diferentes posições angulares. Fonte: Gianuzzi, 2016, traduzido do inglês

A posição da calha em que ocorreria o menor carregamento e, conseqüentemente, menor deformação da estrutura e maior proteção dos espelhos seria  $180^\circ$  (figura 4.3). Entretanto, na prática esse posicionamento é inviável devido à geometria da estrutura como um todo. Em função dessa inviabilidade, é preciso encontrar uma nova posição para a qual a estrutura esteja sob menores carregamentos e os espelhos em um nível de proteção adequado. Esta posição só pode ser determinada através de uma avaliação dos coeficientes aerodinâmicos da calha quando em diferentes posições dentro do seu alcance de rotação. Apesar de ser fundamental encontrar essa posição de segurança, a posição mais relevante para a fase de projetos é a posição associada ao maior coeficiente de arrasto. Esta última está ligada ao maior torque e flexão exercidos sobre a estrutura. Os efeitos do torque estão presentes ao longo da calha, sendo mais severos nas extremidades contrárias ao motor (MILIOZZI; GIANNUZZI; NICOLINI, 2006).

Este trabalho não tem como foco esse estudo fluido-dinâmico para a obtenção dos coeficientes fluido-dinâmicos para a calha em suas diferentes posições. Por praticidade, aqui foi considerado o coeficiente de arrasto,  $C_a$ , para a posição de  $90^\circ$ , igual a 2,55 de acordo com Miliozzi, Giannuzzi e Nicolini (2006). Sendo a área frontal da calha parabólica igual a  $13,76 \text{ m}^2$  para esta mesma posição, e a velocidade básica obtida através da figura 4.2 igual a  $35 \text{ m s}^{-1}$  para Macaé; a força do vento agindo sobre a estrutura calculada através da equação 4.2 foi igual a 23,3 kN

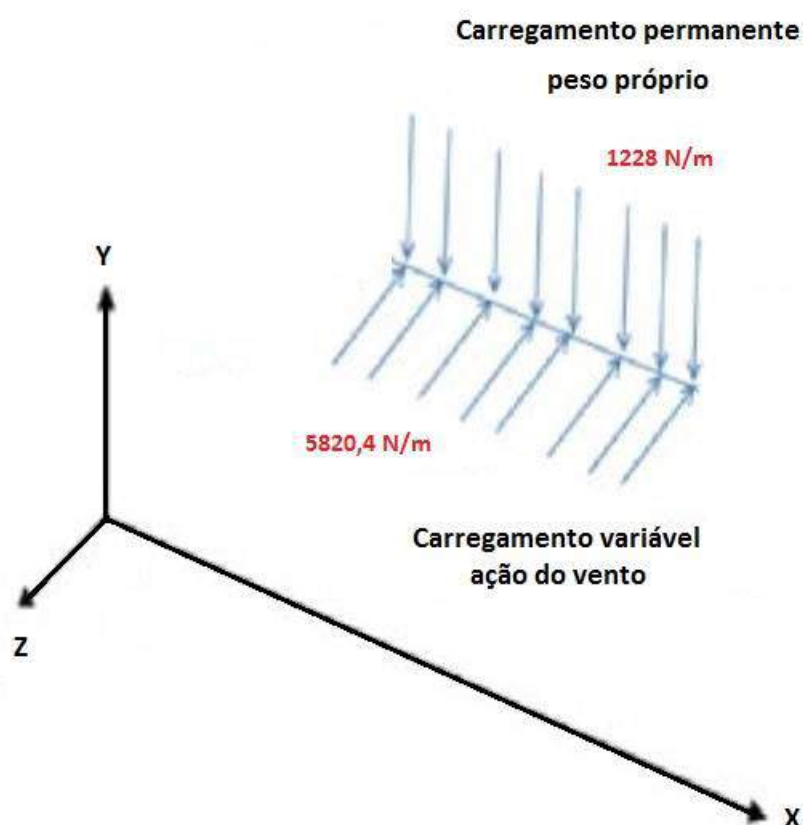


Figura 4.4 – Carregamentos agindo sobre a calha

### 4.3 Geometrias dos elementos estruturais

O primeiro passo para determinar o tamanho, forma e a resistência requerida para cada elemento estrutural é a realização de uma análise estrutural considerando o posicionamento dos elementos na estrutura.

### 4.3.1 Tubo de torção

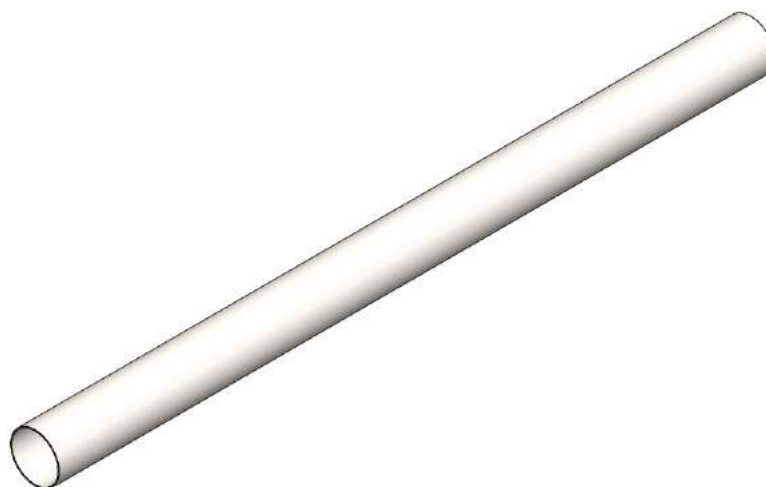


Figura 4.5 – Tubo de torção

O tubo de torção, para este projeto, foi modelado como uma viga bi-apoiada. Essa consideração foi feita devido ao fato de que as vigas são elementos estruturais projetados para suportar cargas aplicadas perpendicularmente a seus eixos.

Ademais, para o projeto do CSP faz-se necessário que haja uma quantidade limitada de deflexão, assim como em alguns projetos de vigas. Guven e Bannerot (1986 apud ARASU; SORNAKUMAR, 2007) argumenta que o deslocamento máximo aceitável do receptor a partir do foco da parábola é 2 mm, tomaremos este deslocamento máximo como parâmetro de projeto para o tubo.

Os carregamentos calculados nas seções 4.2.1 e 4.2.2 foram considerados distribuídos ao longo do tubo de torção (figura 4.6).

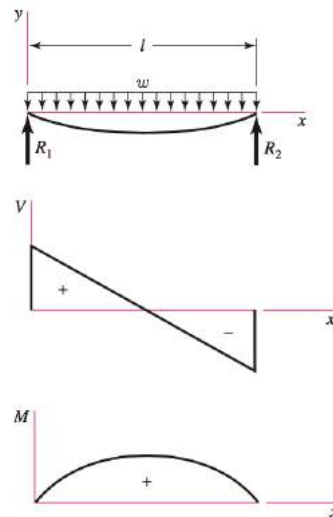


Figura 4.6 – Viga simplesmente apoiada com carregamento uniforme. Fonte: Budynas, 2008

Para o caso de vigas bi-apoiadas com carregamento distribuído conforme a figura 4.6 as reações do apoio podem ser calculadas a partir da equação 4.5. Onde  $w$  é a carga distribuída e  $l$  é o comprimento do tubo.

$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad (4.5)$$

Por conseguinte, a força cortante, o momento fletor e a deflexão ao longo da viga são obtidos através das equações 4.6, 4.7 e 4.8.

$$V = \frac{wl}{2} - wx \quad (4.6)$$

$$M = \frac{wx}{2}(l - x) \quad (4.7)$$

$$y = \frac{wx}{24EI}(2lx^2 - x^3 - l^3) \quad (4.8)$$

O tubo estrutural que melhor atendeu as condições de carregamento impostas e escolhido para o projeto foi um tubo laminado circular da Vallourec. As propriedades mecânicas do aço estrutural do tubo se encontram na tabela 4.3 e suas características geométricas se encontram na tabela 4.4, esta está de acordo com a figura 4.7 (VALLOUREC, 2015).



Tabela 4.3 – Propriedades do aço A 501

Propriedade	Valor	Unidade
Designação Comercial	VMB 250	-
Resistência ao escoamento	250	MPa
Resistência à ruptura	400	MPa

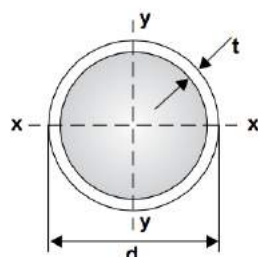


Figura 4.7 – Seção circular do tubo estrutural. Fonte: Catálogo Vallourec

Tabela 4.4 – Seção tubular circular

Propriedade	Valor	Unidade
Dimensão externa, $d$	273	mm
Espessura da parede, $t$	6,4	mm
Área da seção transversal, $A$	53,4	$cm^2$
Momento de inércia, $I_x = I_y$	4,765	$cm^4$

Os dados utilizados para os cálculos foram as dimensões do tubo estrutural selecionado e os resultados obtidos para força cortante máxima, momento fletor máximo e deflexão máxima obtidos a partir das equações 4.6, 4.7 e 4.8 foram 11,6kN, 11,6kN m e 1,9mm. Dados referentes ao carregamento no plano XZ, proveniente dos ventos.

A tensão sobre o tubo de torção calculada a partir do momento fletor máximo ao longo da estrutura causada pela ação do vento foi igual a 33,35MPa, e a tensão causada pelo peso próprio foi igual a 7,03MPa. A tensão total calculada a partir das duas tensões foi igual a 34,08MPa. A tensão de cisalhamento calculada para o tubo foi de 28,68MPa. E a tensão equivalente de von Mises para o tubo foi calculada em 60,23MPa.

A tensão equivalente encontrada é muito inferior à tensão de escoamento do material do tubo, igual a 250MPa, no entanto o dimensionamento foi governado pela deflexão máxima do tubo, 1,9mm, valor próximo ao limite definido por Guven e Bannerot (1986 apud ARASU; SORNAKUMAR, 2007).

### 4.3.2 Braços transversais

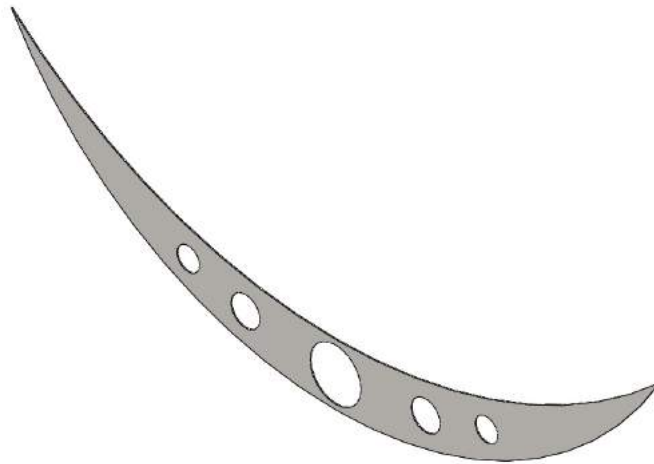


Figura 4.8 – Braço transversal

Os braços transversais foram modelados, primeiramente, como vigas curvas, figura 4.9, sob a ação do carregamento derivado dos ventos.

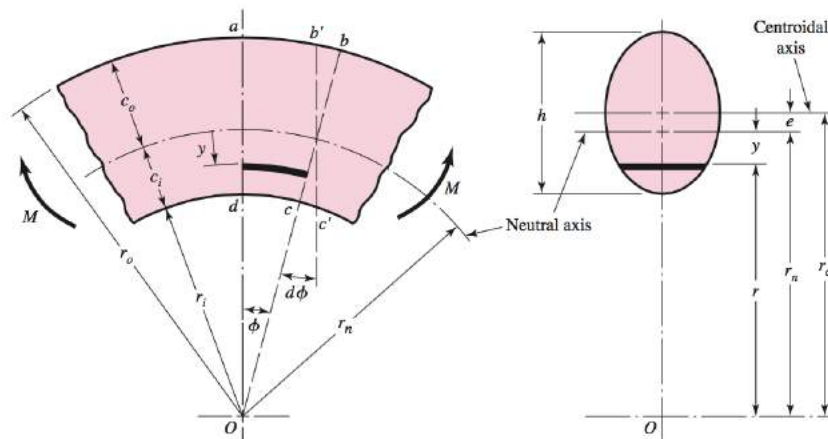


Figura 4.9 – Viga curva. Fonte: Budynas, 2008

Para esse tipo de modelagem são feitas as seguintes considerações: a seção transversal possui um eixo de simetria no plano ao longo do comprimento da viga, as seções transversais planas permanecem planas após a flexão, e o módulo de elasticidade é o mesmo em tensão e em compressão. Como consequência das incertezas associadas a essas considerações e outras de fabricação e montagem da estrutura, foi definido para esse dimensionamento um coeficiente de segurança igual a 2,5.

A tensão de escoamento,  $\sigma_{esc}$ , do aço A36 é 250MPa. Portanto a tensão admissível,  $\sigma_{adm}$ , para o projeto dos braços transversais é 100 MPa.

Segundo Nisbett e Budynas (2010), as tensões em vigas curvas podem ser calculadas de acordo com as equações 4.9, 4.10 e 4.11, onde  $M$  é o momento fletor,  $A$ , a área de referência  $er_n$ , o raio do eixo neutro. A equação 4.10 determina o valor de tensão na fibra mais interna da viga, enquanto a equação 4.11 determina o valor de tensão na fibra mais externa da viga.

$$\sigma = \frac{My}{Ae(r_n - y)} \quad (4.9)$$

$$\sigma_i = \frac{Mc_i}{Aer_i} \quad (4.10)$$

$$\sigma_0 = \frac{Mc_0}{Aer_0} \quad (4.11)$$

A quantidade de braços usada no projeto foi determinada com o objetivo de minimizar o peso da estrutura, considerando ainda a variação da espessura, e conseqüentemente do peso, do chapeamento com a distância entre os braços (ver seção 4.3.3). No projeto foram posicionados 5 braços no tubo de torção, a distância entre os braços é igual a 1m.

Calculadas as tensões nos braços transversais, na fibra mais externa 48,5MPa e na fibra mais interna 59,25MPa, ambas abaixo da  $\sigma_{adm}$ , concluiu-se a capacidade dos braços de resistir aos esforços solicitantes.

O alívio de carga desenhado no braço (Figura 4.8) foi elaborado conforme o Anexo I para aberturas em almas de vigas da norma ABNT (2008). A norma dispensa verificações adicionais quando observadas suas recomendações.

### 4.3.3 Chapeamento

Uma vez que o coletor não irá dispor de um espelho côncavo e sim de um grande número de espelhos planos, faz-se necessário um elemento estrutural no qual sejam alocados estes espelhos. O chapeamento de fibra de vidro dimensionado nesta seção irá suportar os espelhos planos e receberá diretamente todo o carregamento procedente do vento.

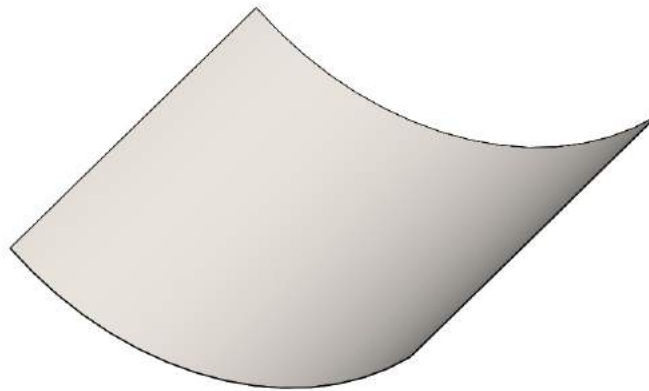


Figura 4.10 – Chapeamento de fibra de vidro

Para este dimensionamento foi utilizada a seguintes equação (ABS, 2016):

$$t = sc \sqrt{\frac{pk}{1000\sigma_a}} \quad (4.12)$$

onde:

$t$  espessura da chapa;

$s$  espaçamento entre apoios em mm, é sempre a menor dimensão dos painéis de chapa não suportados;

$c$  fator de curvatura da placa no sentido paralelo a  $s$ ;

$p$  pressão de projeto, em  $\text{kN m}^{-2}$ ;

$k$  coeficiente de variação com relação ao painel da placa;

$\sigma_a$  tensão de projeto, em  $\text{N/mm}^2$ .

Considerando um chapeamento com a mesma quantidade fibras nas diferentes direções e portanto um material ortotrópico, com as mesmas propriedades nas direções  $0^\circ$  e  $90^\circ$ . A espessura do chapeamento não pode ser inferior ao valor obtido. Portanto, a espessura mínima para o chapeamento de fibra de vidro, usando braços transversais a cada 1m, deve ser igual a 2,75mm.

#### 4.3.4 Pilares de suporte

Para o cálculo das dimensões apropriadas para os pilares de suporte, foram consideradas as diferentes cargas agindo sobre estes.

O peso da estrutura impõe aos pilares uma carga de compressão. O vento também age sobre os pilares como uma força concentrada perpendicular ao eixo do pilar aplicada no topo deste. O torque aplicado pelo motor à estrutura para o rastreamento solar gera uma carga de momento aplicada também no topo do pilar. Portanto, a estrutura está sob flexo-compressão.

Os pilares foram modelados como vigas-colunas. São chamadas vigas-colunas as vigas dimensionadas à flexocompressão. Para o dimensionamento dos pilares levou-se em conta o momento fletor e o esforço normal, verificando a flambagem sob efeito dessas solicitações (PFEIL, 2010).

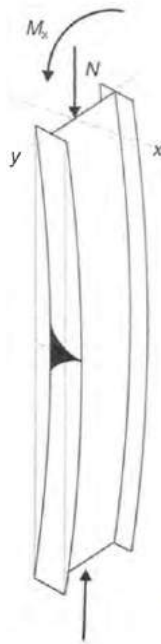


Figura 4.11 – Pilar sob flexocompressão

O comportamento de vigas-colunas é mostrado na figura 4.11, onde a viga de perfil I está sob compressão  $N$  e momento  $M$  (PFEIL, 2010).

No projeto de vigas-colunas deve-se assegurar a resistência das seções. Para tanto, aplica-se o princípio de superposição a fim de combinar as tensões do esforço normal e do momento fletor. A tensão de escoamento do material é considerada como critério de limite de resistência. Assim temos a equação 4.13.

$$\sigma_c + \sigma_b = \frac{N}{A} + \frac{M}{W} = f_y \quad (4.13)$$

Dividindo a equação 4.13 por  $f_y$ , obtém-se:

$$\frac{N}{N_y} + \frac{M}{M_y} = 1 \quad (4.14)$$

Com  $N_y = Af_y$  e  $M_y = Wf_y$

A maior carga axial que uma barra pode resistir antes de sofrer flambagem é definida como carga crítica,  $P_{cr}$ . A equação para se obter a carga crítica para uma coluna delgada pode ser escrita segundo a equação 4.15.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (4.15)$$

A equação 4.15 também pode ser escrita expressando  $I = Ar^2$ , na qual  $A$  é a área da seção transversal e  $r$  é o raio de giração da área da seção transversal.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E(Ar^2)}{(KL)^2} \quad (4.16)$$

e

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(KL/r)^2} \quad (4.17)$$

O perfil estrutural que melhor se adequou as condições de carregamento e selecionado para os pilares foi o perfil estrutural em I da Gerdau de acordo com a figura 4.12 e a tabela 4.5 (GERDAU, 2012).

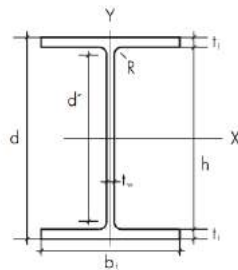


Figura 4.12 – Seção transversal do perfil estrutural I

Tabela 4.5 – Perfil estrutural I

Propriedade	Valor	Unidade
Altura do perfil, $d$	200	mm
Altura interna, $h$	190	mm
Largura da aba, $b_f$	100	mm
Espessura da aba, $t_f$	5,2	mm
Espessura da alma, $t_w$	4,3	mm

A carga e a tensão crítica para a viga escolhida, iguais a 251304,8kN e 1055MPa, estão acima da carga estimada agindo sobre o pilar.

### 4.3.5 Estrutura

O modelo da estrutura do coletor de calha parabólica com tubo de torção, braços transversais e chapeamento pode ser visto na figura 4.13. O desenho técnico do conjunto esta no Apêndice A.

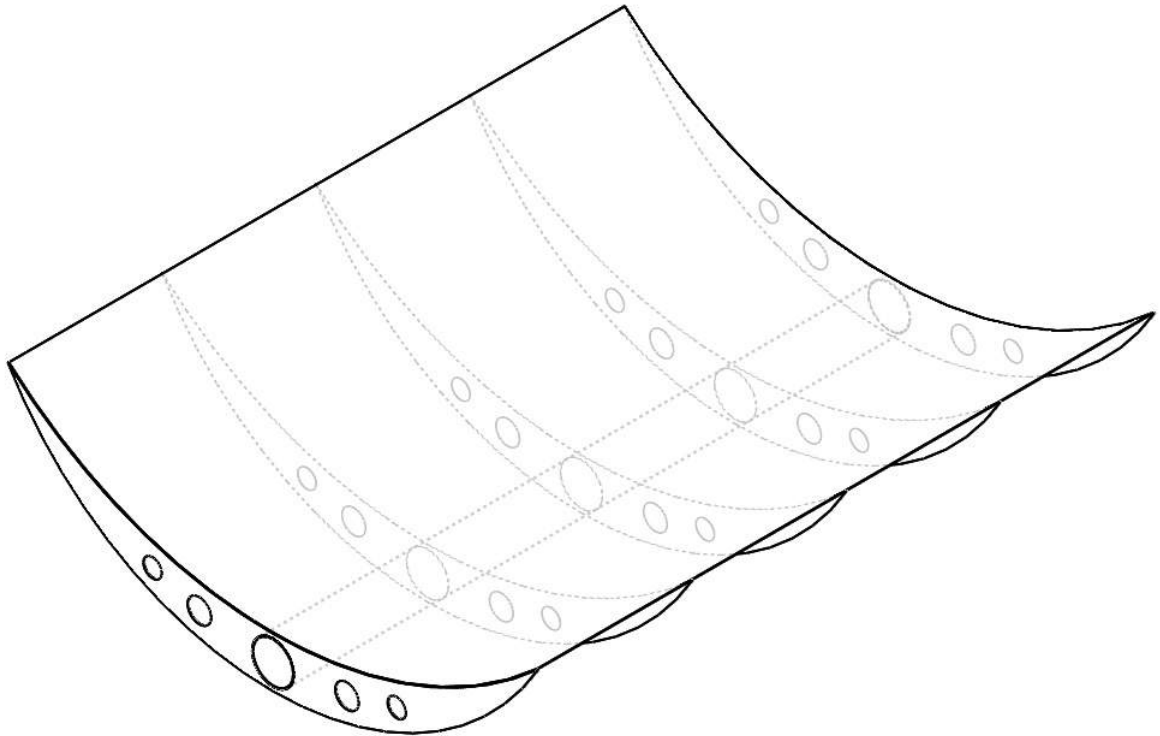


Figura 4.13 – Estrutura do concentrador sem os pilares

## 4.4 Análise de fadiga

Nas seções anteriores foram dimensionados os elementos estruturais quando sujeitos a uma carga estática. Esses elementos, no entanto, se comportarão de forma diferente quando o carregamento for cíclico.

Em muitas situações, os componentes de máquinas falham sob a ação de tensões cíclicas; mesmo quando as tensões máximas reais estão abaixo da resistência à ruptura do material. Quando essas tensões foram repetidas um grande número de vezes, a falha é denominada falha por fadiga (NISBETT; BUDYNAS, 2010).

Existem três abordagens principais para a análise de um componente de máquina sob carregamento cíclico: tensão-vida, deformação-vida e fratura mecânica elástica linear. Estes métodos fazem uma estimativa de vida em número de ciclos até à falha,  $N$ , para um dado carregamento. (NISBETT; BUDYNAS, 2010).

Para essa análise, o método tensão-vida será empregado. Esse método é tipicamente utilizado para situações de vida longa (número de ciclos maior  $10^5$ ), onde as tensões são

elásticas. O método deformação-vida envolve a análise mais detalhada da deformação plástica e é especialmente bom para aplicações de fadiga de baixo ciclo (número de ciclos entre 1 e  $10^3$ ). Por fim, o método de fratura mecânica elástica linear é empregado para prever o crescimento de fraturas já existentes.

O método tensão-vida é baseado em curvas S-N (Tensão - Ciclos).(Figura 4.14)

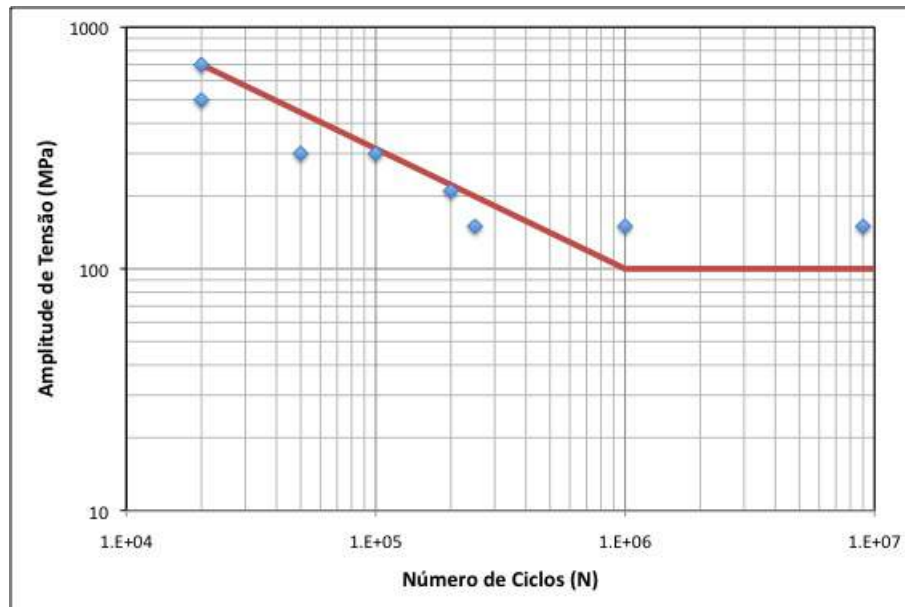


Figura 4.14 – Diagrama S-N. Fonte: Google Imagens

Essa curva de relação entre a tensão, ou amplitude de tensão, e o número de ciclos é dada pela equação 4.18, onde  $\sigma_a$  é a amplitude da tensão,  $\sigma_f$ , o coeficiente de resistência à fadiga,  $N_f$ , o número de ciclos e  $b$ , o expoente de resistência à fadiga.

$$\sigma_a = \sigma_f (2N_f)^b \quad (4.18)$$

A amplitude da tensão,  $\sigma_a$ , é calculada através da equação 4.19:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4.19)$$

O cálculo de fadiga será efetuado considerando uma velocidade média de vento igual a  $7,5 \text{ m s}^{-1}$ , velocidade anual média do município de Macaé segundo Amarante et al. (2001). Para essas condições de vento a tensão máxima é igual a 1,73MPa. Consideraremos aqui para cálculo duas diferentes situações de carregamento uma com tensão mínima igual a -1,73MPa, para o vento agindo também na direção oposta e outra com tensão mínima igual a 0MPa, para o vento agindo apenas em uma direção.

Logo:



$$\sigma_a = \frac{1,73 - (-1,73)}{2} = 1,73\text{MPa} \text{ ou } \sigma_a = \frac{1,73 - 0}{2} = 0,865\text{MPa}$$

Utilizando as propriedades do aço A501 na equação 4.18 é possível obter o diagrama S-N para este aço. (Figura 4.15)

Para o aço A501, material do tubo de torção,  $\sigma_u = 400\text{MPa}$ ,  $\sigma_f = 925\text{MPa}$ ,  $b = -0,132$  (DOWLING, 2012).

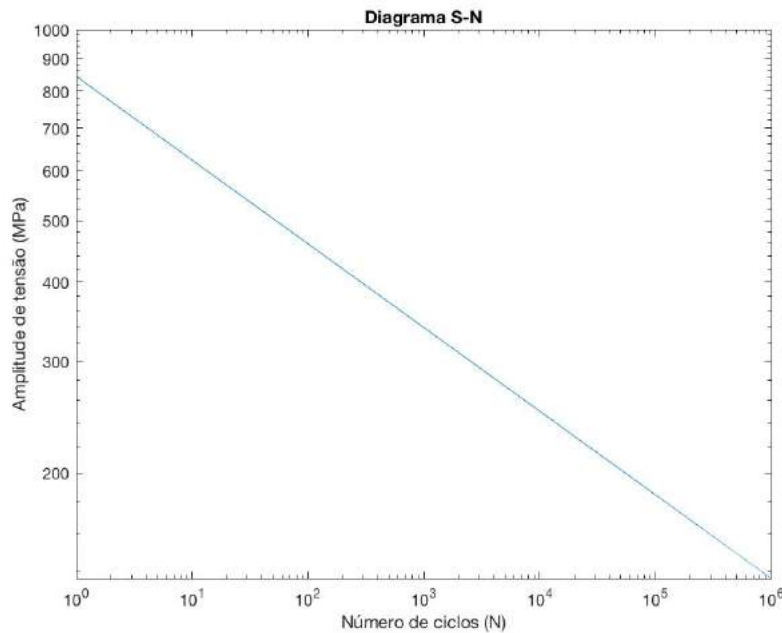


Figura 4.15 – Diagrama S-N calculado. Fonte: elaboração própria

As amplitudes de tensão calculadas para a estrutura do coletor, a partir da equação 4.19, se encontram abaixo da curva S-N da figura 4.15 e, portanto abaixo do limite de fadiga do material. Por conseguinte, a estrutura possui vida infinita quando submetida a esse tipo de carregamento.

## 5 Análise estrutural

O ANSYS é um software de análise de elementos finitos. Neste trabalho, o ANSYS Workbench 16 é utilizado para análise mecânica da estrutura.

A análise de elementos finitos (FEA) determina a resposta de estruturas complexas a diferentes tipos de carregamentos. Os resultados da análise estrutural ainda podem ser usados juntamente com modelos de radiação, permitindo prever o impacto que as deformações estruturais terão sobre a eficiência de coleta da calha solar.

Nesta etapa, a carga de vento sobre o coletor de calha parabólica foi simulado com o pacote estrutural estático (*Static Structural*) do software ANSYS Workbench.

### 5.1 Análise estrutural estática

A geometria do modelo do coletor foi desenhada no SolidWorks como peça única como mostrado na figura 5.1 e importada para o ANSYS. Esta simplificação facilita tanto a criação do modelo como a leitura dos resultados no programa de análise.

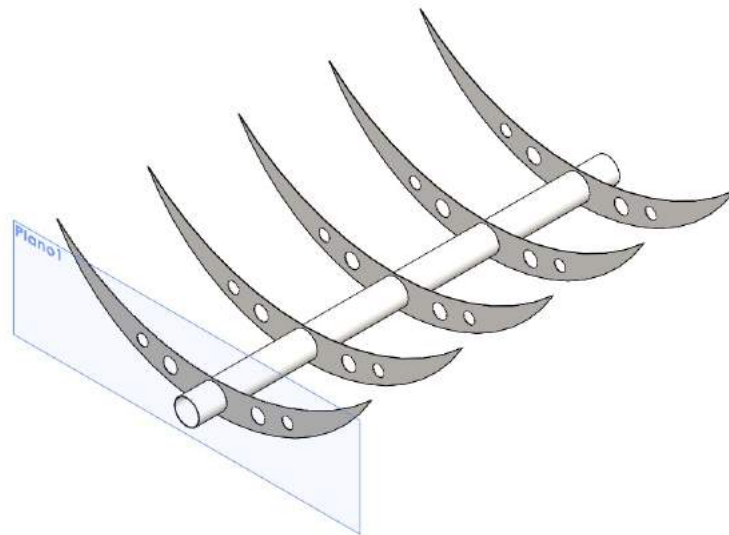


Figura 5.1 – Vista isométrica da estrutura do concentrador

#### **Material (*Engineering Data*)**

Os materiais selecionados para cada um dos componentes da estrutura, de acordo com a seção 4.1, foram definidos no em *Engineering Data*. As propriedades dos materiais foram definidas como mostrado na tabela 4.1 da página 21.

### Modelo (*Model*)

No modelo foi gerada a malha, aplicados os carregamentos e gerada a solução da análise.

### Malha (*Mesh*)

Em função da limitação numérica da licença utilizada, o tamanho de elemento escolhido foi igual a 0,145m. O número total de elementos gerados na malha foi 14602 e o número de nós, 31272.

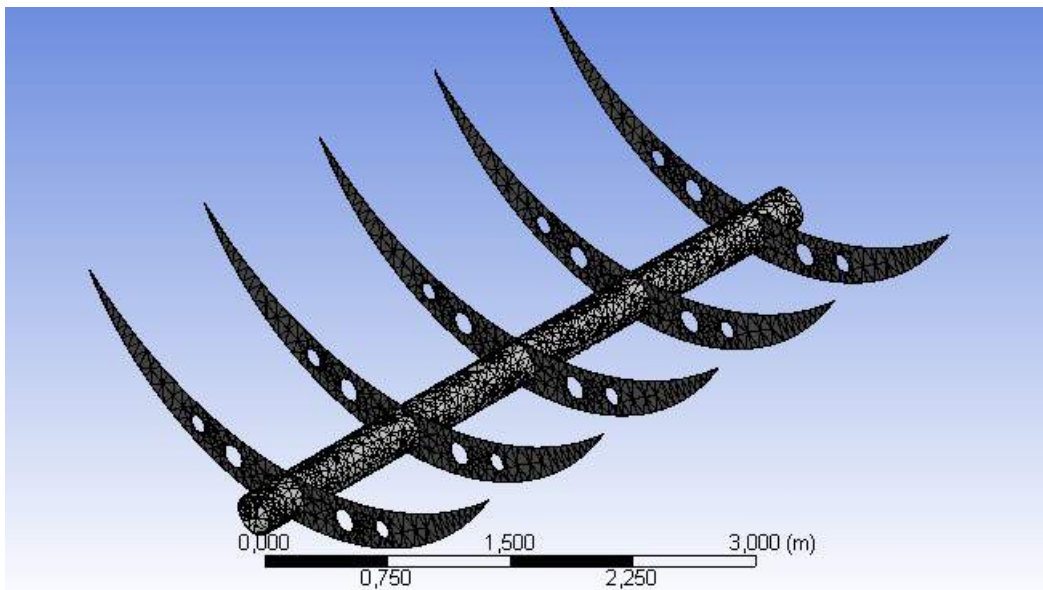


Figura 5.2 – Malha

### Condições de contorno

A estrutura em análise suporta a força do vento calculada na seção 4.2.2. Logo, o carregamento imposto foi a força de arrasto ( $F_a$ ). O carregamento foi aplicado sobre as 5 faces superiores dos braços transversais (Figura 5.3). E os apoios foram colocados nas extremidades do tubo de torção. (Figura 5.4)

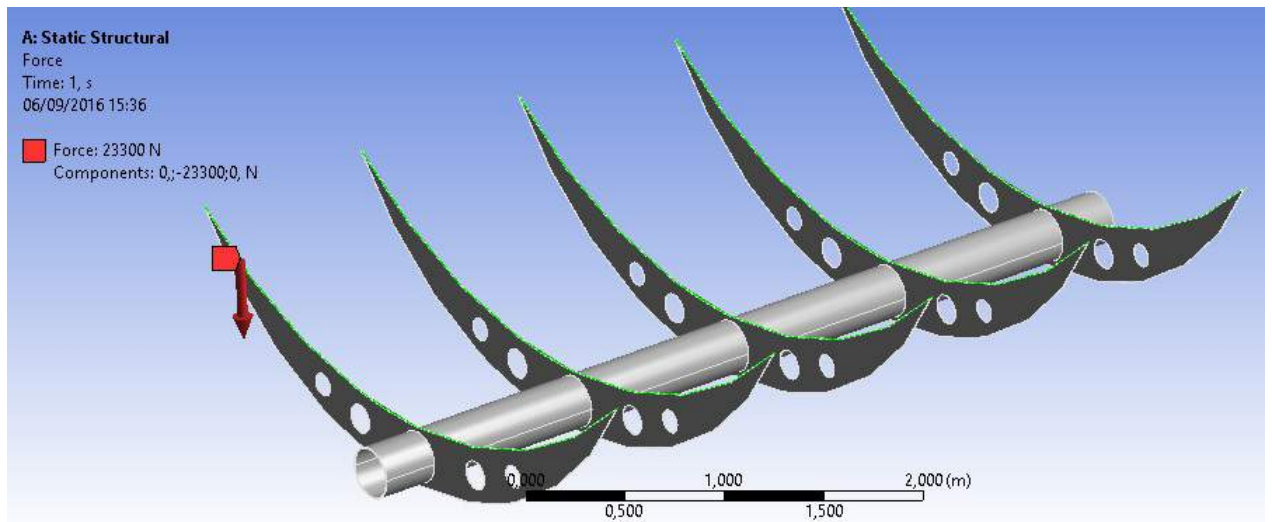


Figura 5.3 – Força aplicada à estrutura metálica

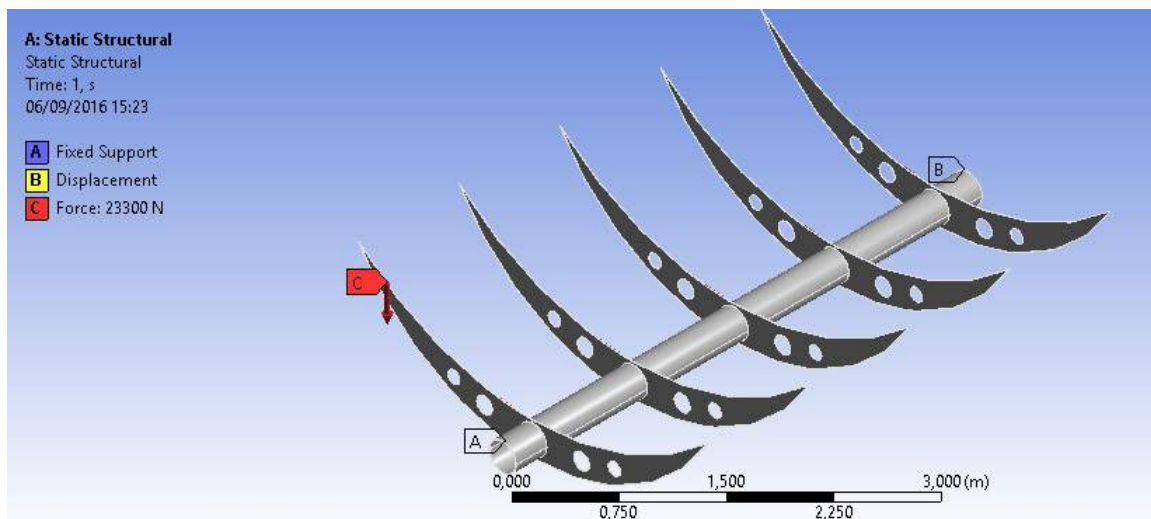


Figura 5.4 – Condições de contorno

### Solução (*Solution*)

Após a definição do problema, foram definidos os tipos de resultados em *Solution*.

A tensão equivalente de von Mises sobre a estrutura metálica é mostradas na figura 5.5. É possível observar na figura 5.6, qual ponto de toda a estrutura está sob a maior tensão equivalente. Essa tensão máxima sobre a estrutura, igual a 33,4MPa, é cerca de 50% menor que a maior tensão obtida para os elementos estruturais isolados.

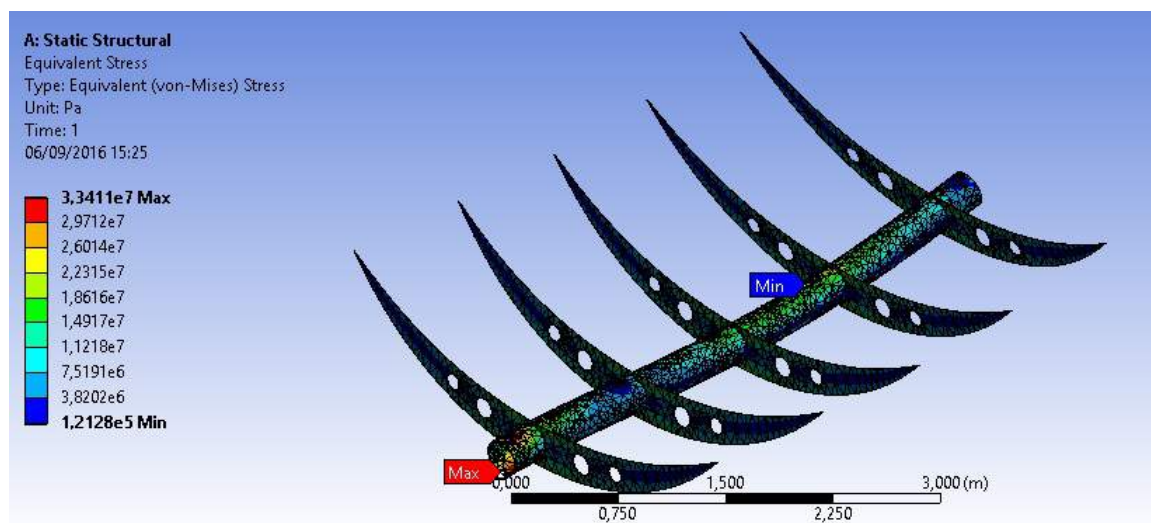


Figura 5.5 – Tensão equivalente de von Misses sobre a estrutura metálica

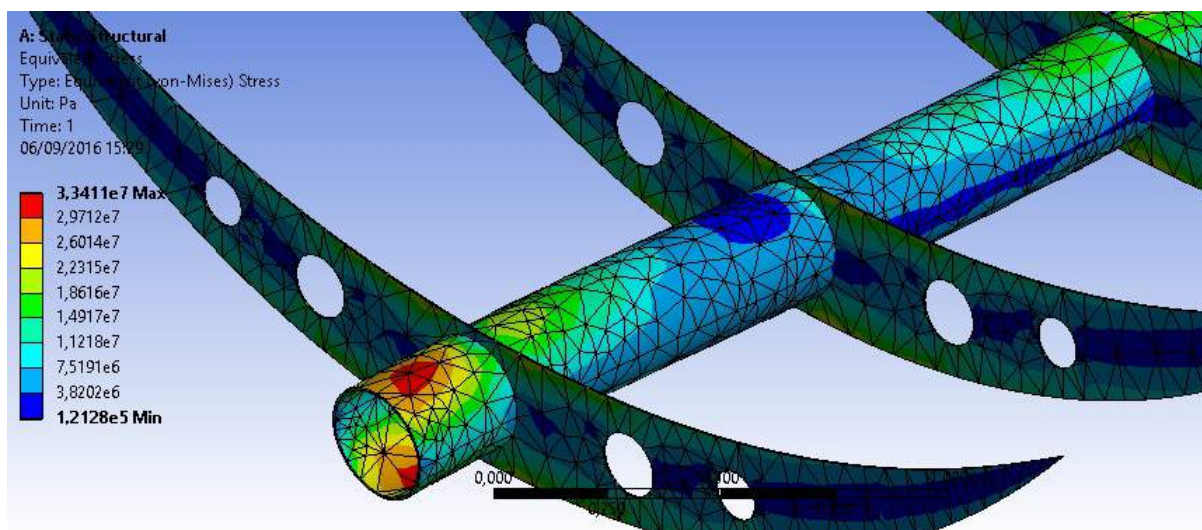


Figura 5.6 – Máxima tensão equivalente sobre a estrutura metálica

Na figura 5.7 são mostradas as deformações da estrutura e, na figura 5.8, onde ocorre a máxima deformação da estrutura igual a 0,0021 m.



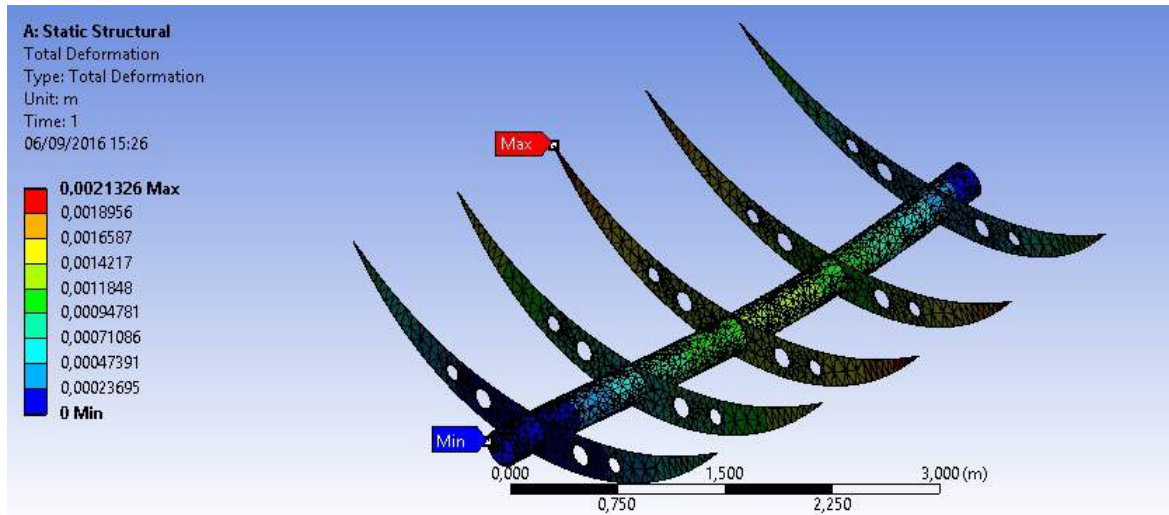


Figura 5.7 – Deformação da estrutura metálica

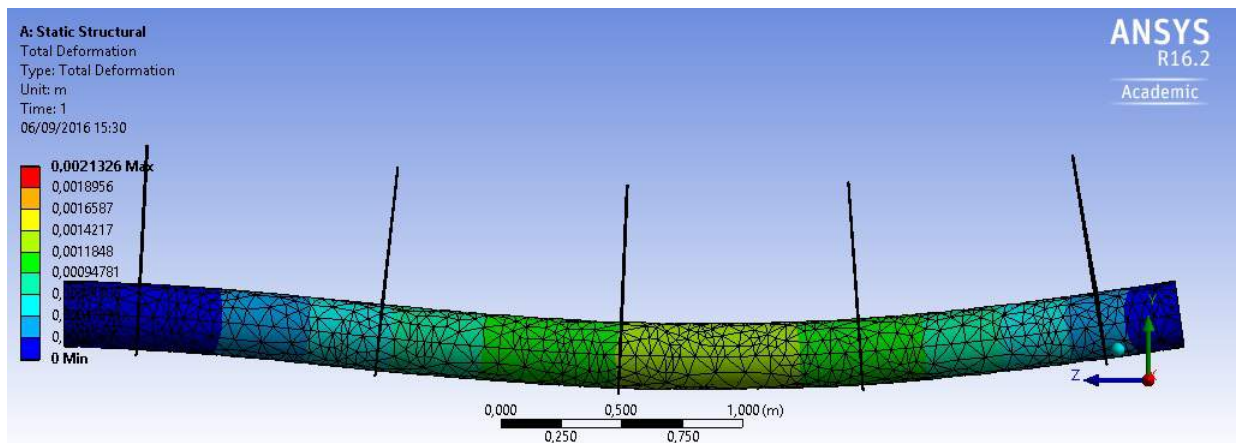


Figura 5.8 – Deformação da estrutura metálica

As figuras 5.9 e 5.10 apresentam as deformações ao longo do eixo Y da estrutura. A deformação direcional máxima em Y da estrutura sob força do vento simulada é igual 0,002m diferindo-se em 5% da deformação ao longo do mesmo eixo calculada analiticamente para o tubo de torção.

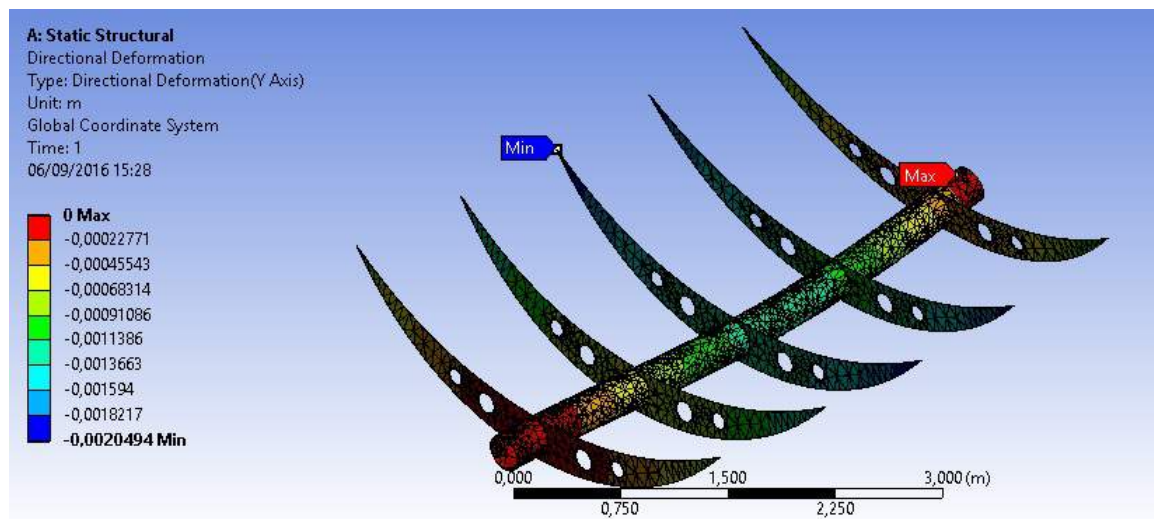


Figura 5.9 – Deformação direcional da estrutura metálica

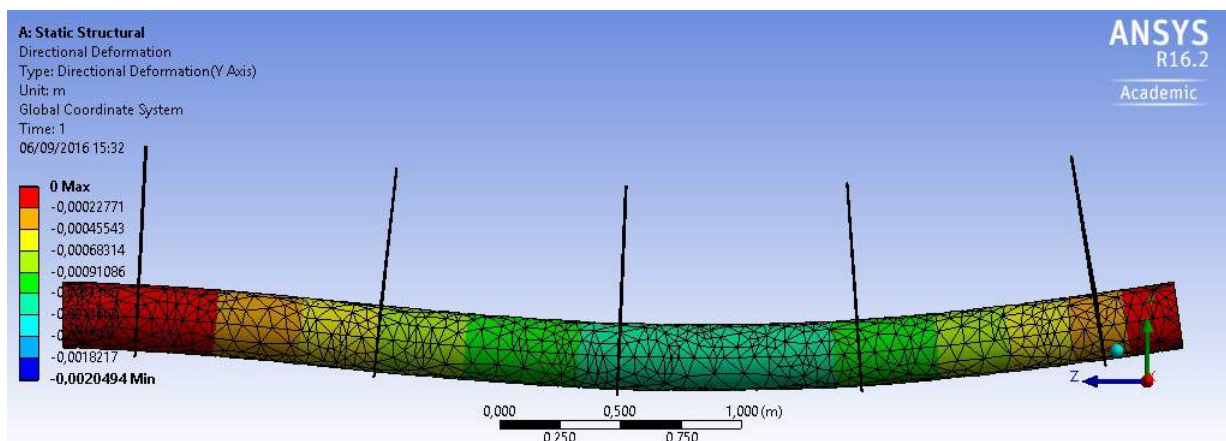


Figura 5.10 – Deformação direcional da estrutura metálica

Ambos os valores máximos obtidos através das simulações, total e direcional, atendem a restrição de 2,0mm, deslocamento máximo aceitável do receptor a partir do foco da parábola.

## 5.2 Análise de fadiga

O ANSYS Workbench também é utilizado aqui para análise de fadiga da estrutura. Assim como na seção 4.4 o estudo foi baseado no método tensão-vida e o carregamento foi calculado para uma velocidade média de vento igual a  $7,5\text{m s}^{-1}$ .

Para análise de fadiga, alguns parâmetros precisam ser selecionados:

### Tipo de carregamento

O carregamento estudado é de amplitude constante, porque apenas um conjunto de resultados de tensão e o valor da razão entre as tensões máxima e mínima são necessários

para calcular os valores de tensão média e tensão alternada. Foram realizadas duas análises, a primeira para um carregamento do tipo completamente reverso (*fully reversed*) ( $R = -1$ , onde  $R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}}$ ); e a segunda para um carregamento do tipo 0-tensão (*zero based*), onde a carga é aplicada e removida ( $R = 0$ )

### Correção de tensão média

Condições de carregamento completamente reverso raramente são encontradas na prática, para carregamentos mais realistas e complexos, a tensão média não será zero. Para o efeito de tensão média diferente de zero ser incluído em um cálculo de vida de fadiga é necessária a correção de tensão média, que pode ser realizada através de diferentes métodos.

Para a primeira situação não foi selecionada nenhuma correção para a tensão média (*none*), uma vez que o carregamento é completamente reverso, enquanto para a segunda foi selecionada a correção de Goodman. (Figuras 5.11 e 5.12)

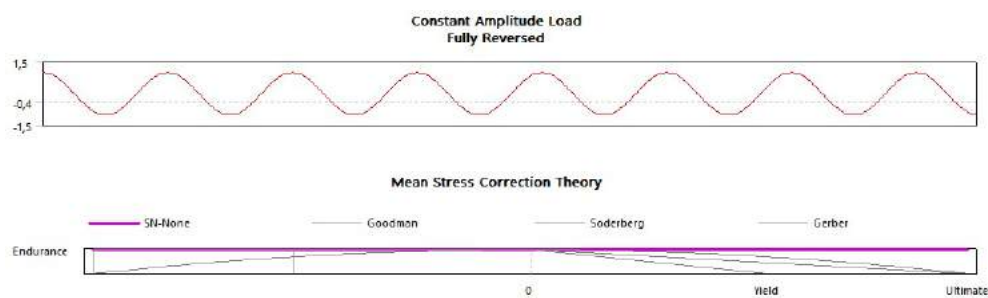


Figura 5.11 – Tipo de carregamento e correção de tensão média

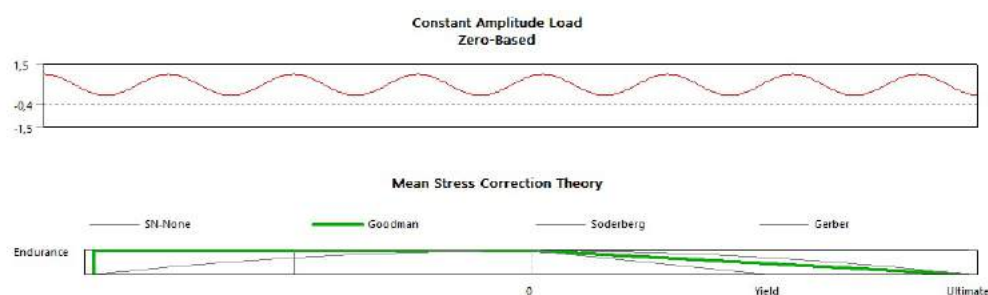


Figura 5.12 – Tipo de carregamento e correção de tensão média

### Detalhes da análise de fadiga

Para a análise foram definidos o valor da vida Infinita igual a  $10^9$  ciclos; o fator de força, que considera as diferenças entre as condições do componente em serviço das condições do componente testado,  $k_f$  igual a 1; o fator de escala de carregamento, útil para evitar ter de resolver o modelo estático novamente para considerar os efeitos da alteração



da magnitude das cargas, igual a 3; e a tensão equivalente de von Mises como componente de tensão.

## Resultados

Os resultados para ambas as análises foram iguais.

A figura 5.13 mostra a vida disponível para as análises de fadiga, ou seja, o número de ciclos até que a parte falhe devido à fadiga.

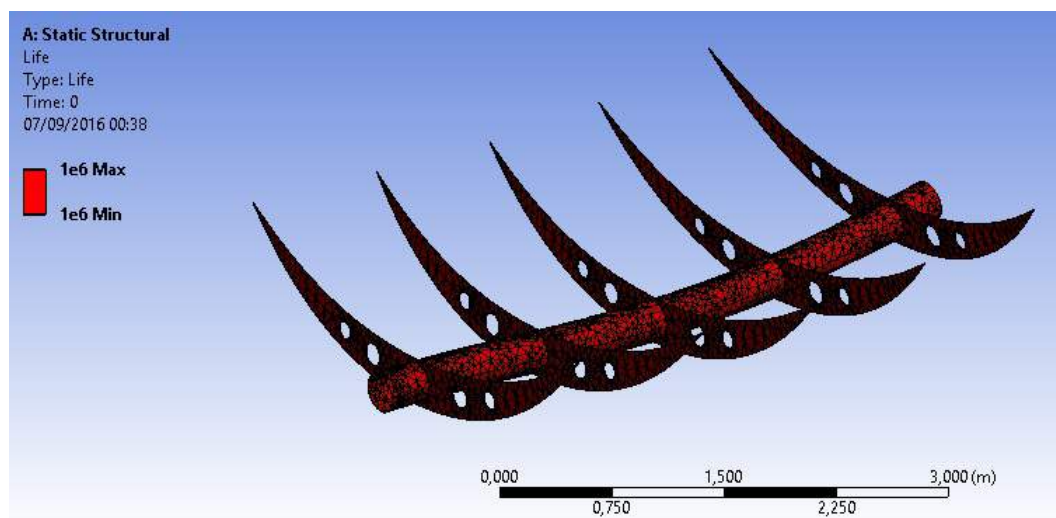


Figura 5.13 – Número de ciclos

O gráfico de contorno do fator de segurança com relação a falha por fadiga do projeto pode ser visto na figura 5.14, esse fator é a razão entre o número de ciclos obtido e o número de ciclos para uma vida infinita. O mínimo valor para o fator visto na estrutura é o fator máximo de segurança exibido pelo software, 15.

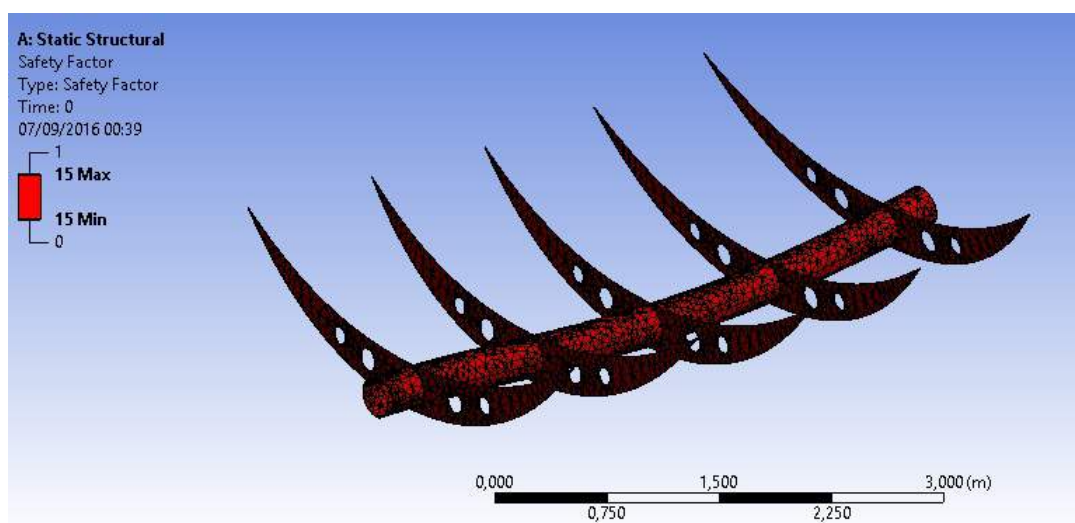


Figura 5.14 – Fator de segurança

A partir das análises de fadiga pode-se concluir, assim como os cálculos da seção 4.4, que a estrutura possui vida infinita para fadiga nesta situação de carregamento.

## 6 Considerações Finais

### 6.1 Conclusão

As principais estruturas e componentes que caracterizam um coletor cilíndrico parabólico foram aqui estudadas, evidenciando os resultados fundamentais de projeto e modelagem. Como este trabalho tinha como objetivo a proposta de uma configuração para o coletor a ser construído no Campus da UFRJ Macaé, a primeira fase do trabalho foi projetar analiticamente as partes que iriam compor o coletor. Os cálculos revelaram as respostas de cada componente sob determinadas ações, e uma vez que, a resistência do material foi superada, foram realizadas alterações nas dimensões e, eventualmente, no posicionamento dos componentes.

O tubo de torção e os braços transversais, que são junto os componentes mais pesados do coletor, resistem ao peso do chapeamento e dos espelhos refletores e têm uma grande influência sobre a rigidez torcional e rigidez à flexão. Neste projeto, o peso do tubo de torção e dos braços representa cerca de 61% do peso total da estrutura. À vista disso, a otimização desses elementos é indispensável para elaboração de uma estrutura leve e rígida.

A melhor configuração para a estrutura obtida tem massa total, incluindo tubo, braços e chapeamento, é igual a 378kg.

Através dos resultados da análise estrutural estática feita pelo método de elementos finitos foram realizadas modificações na configuração da estrutura de suporte. Essas modificações resultaram em uma estrutura capaz de suportar a carga imposta pelo vento, além de seu próprio peso atendendo à limitação das deformações. Este tipo de análise quando se têm um programa CAD, onde geralmente já é feito o desenho do projeto, e o Ansys não demanda um tempo tão elevado e fornece boas configurações.

O resultado deste trabalho encontra-se sob a forma de desenhos de conjunto e de peças, assim como em arquivos originais no formato SolidWorks. Os desenhos encontram-se no anexo ao final deste relatório.

### 6.2 Trabalhos Futuros

Com base nas conclusões obtidas nesse trabalho, foi possível considerar propostas de continuação do trabalho aqui realizado:

- A respeito do desempenho ótico do coletor, pode-se afirmar que cabe à trabalhos

futuros simular esse quesito.

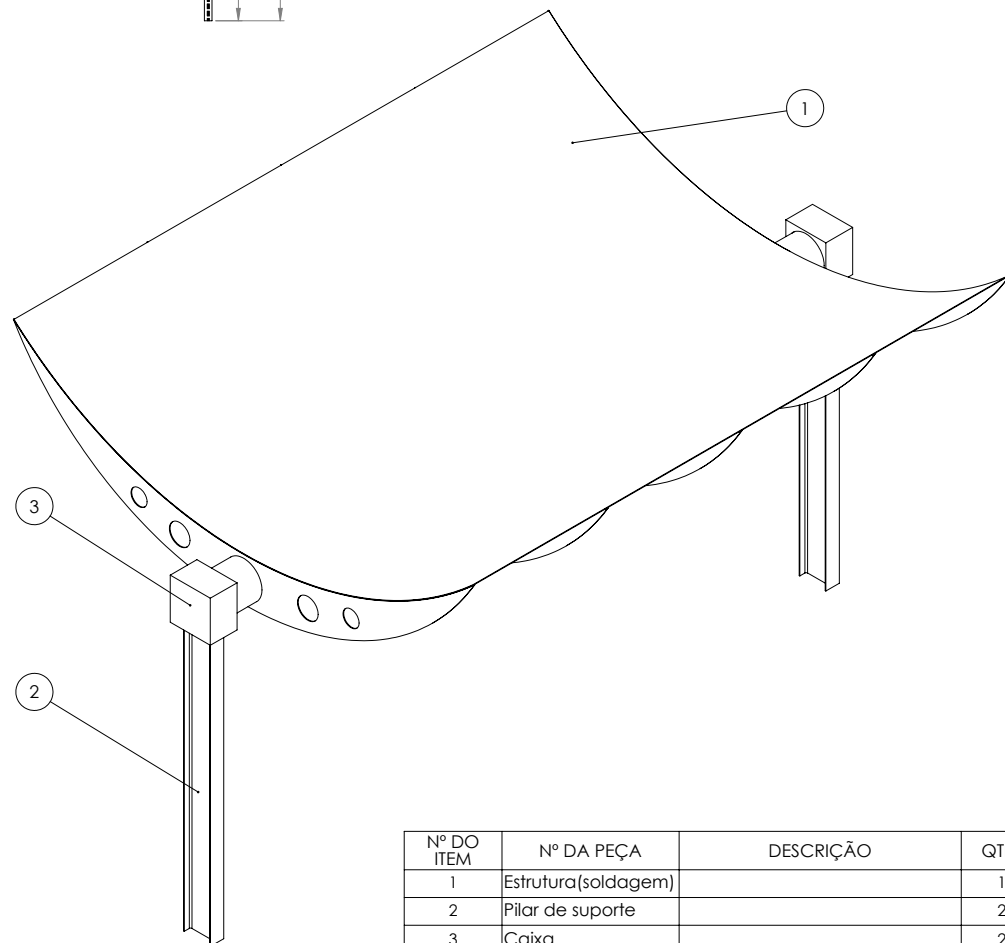
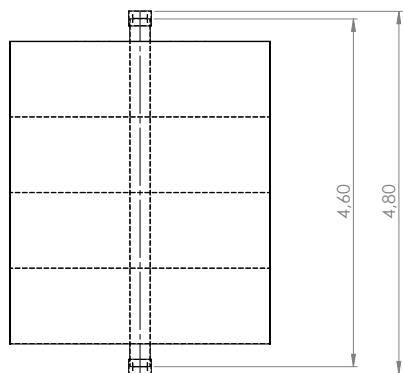
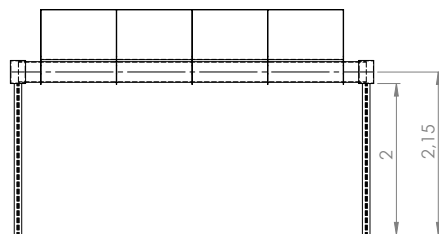
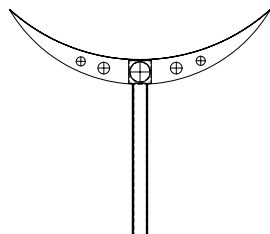
- Para o projeto da estrutura, faltam ainda o projeto do pino, dos elementos de ligação e do sistema de rastreamento.
- A realização de um estudo do efeito de deformações na estrutura e, conseqüentemente no espelho a fim de que se possa estabelecer valores de deformações adequados ao bom desempenho do coletor.

## Referências

- AMARANTE, O. A. C. do et al. *Atlas do potencial eólico brasileiro*. Brasília, DF, 2001. Citado na página 35.
- AMERICAN BUREAU OF SHIPPING. *Guide for building and classing: Hull construction and equipment*. Nova Iorque, Estados Unidos, 2016. 276 p. Citado na página 31.
- ARASU, A. V.; SORNAKUMAR, T. Design, manufacture and testing of fiberglass reinforced parabola trough for parabolic trough solar collectors. *Solar Energy*, Associate Editor Brian Norton, v. 81(10), p. 1273–1279, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 26 e 28.
- ASSOCIACAO BRASILEIRA DE NORMAS TECNICAS. *NBR 6123: Forças devidas ao vento em edificações*. Rio de Janeiro, 1988. 66 p. Citado na página 22.
- ASSOCIACAO BRASILEIRA DE NORMAS TECNICAS. *NBR 8800: Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios*. Rio de Janeiro, 2008. 237 p. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 30.
- BATHE, K.-J. *Finite Element Procedures*. 2. ed. Massachusetts, Estados Unidos: Klaus-Jürgen Bathe, 2014. ISBN 9780979004957. Citado na página 18.
- BEER, F. P. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. 6. ed. Nova Iorque, Estados Unidos: McGraw-Hill, 2012. ISBN 9780073380285. Citado na página 17.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia. *Energia solar no Brasil e no mundo*. Brasília, DF, 2014. Citado na página 2.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia. *Resenha Energética Brasileira*. Brasília, DF, 2014. Citado na página 1.
- CALLISTER, W. D. *Materials science and engineering*. 8. ed. Reino Unido: John Wiley & Sons, 2010. ISBN 0470419970. Citado na página 16.
- CSP TODAY. *Projects Tracker Overview*. [S.l.], 2016. Citado na página 5.
- DOWLING, N. E. *Mechanical Behavior of Materials*. 4. ed. Massachusetts, Estados Unidos: Pearson, 2012. ISBN 9780131395060. Citado na página 36.
- FIGUEREDO, S. L. *Parabolic Trough Solar Collectors: Design for Increasing Efficiency*. Tese (Doutorado) — Massachusetts Institute of Technology, June 2011. Citado 3 vezes nas páginas 13, 14 e 15.
- GERDAU. *Catálogo de produtos*. Brasil: [s.n.], 2012. Citado na página 33.
- GIANNUZZI, G. M. et al. Structural design criteria for steel components of parabolic-trough solar concentrators. *Journal of Solar Energy Engineering*, The American Society of Mechanical Engineers, v. 129, p. 382–390, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 15.

- GUVEN, H.; BANNEROT, R. Determination of error tolerances for the optical design of parabolic troughs for developing countries. *Solar Energy*, Pergamon Press, v. 36, p. 535-550, 1986. Citado 2 vezes nas páginas 26 e 28.
- HIBBELER, R. C. *Resistência dos Materiais*. 7. ed. São Paulo, Brasil: Pearson, 2010. ISBN 9788576053736. Citado na página 18.
- IRENA International Renewable Energy Agency. *Renewable Energy Technologies: Cost Analysis Series*. 2012. Disponível em: <[http://www.irena.org/documentdownloads/publications/re\\_technologies\\_cost\\_analysis-csp.pdf](http://www.irena.org/documentdownloads/publications/re_technologies_cost_analysis-csp.pdf)>. Acesso em: 25 Maio. 2016. Citado 3 vezes nas páginas 9, 10 e 11.
- KALOGIROU, S. A. *Solar energy engineering: Processes and systems*. 1. ed. Amsterdã, Holanda: Elsevier/Academic Press, 2009. ISBN 0123972701. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 9.
- LOGAN, D. L. *A First Course in the Finite Element Method*. 5. ed. Massachusetts, Estados Unidos: Cengage Learning, 2011. ISBN 9780495668251. Citado na página 19.
- LOVEGROVE, K. *Concentrating Solar Power Technology: Principles, Developments and Applications*. 1. ed. IT Power, Australia: Woodhead Publishing, 2012. ISBN 1845697693. Citado 4 vezes nas páginas 2, 5, 6 e 7.
- MILIOZZI, A.; GIANNUZZI, G.; NICOLINI, D. *Linee guida per la progettazione strutturale di un concentratore solare*. [S.l.], 2006. Citado 2 vezes nas páginas 20 e 24.
- NISBETT, K.; BUDYNAS, R. *Shigleys Mechanical Engineering Design*. 8. ed. Nova Iorque, Estados Unidos: McGraw Hill Primis, 2010. ISBN 0390764876. Citado 2 vezes nas páginas 30 e 34.
- PENAFIEL, R. A. S. *Proposta Metodológica para Formulação de Política para o Desenvolvimento da Tecnologia Heliotérmica no Brasil*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, ago. 2016. Citado na página 5.
- PFEIL, W. *Estruturas De Aço*. 8. ed. Brasil: LTC, 2010. ISBN 9788521616115. Citado na página 32.
- REEKEN, F. von et al. *Parabolic Trough CSP Technology: State of Art and Market Overview*. [S.l.], 2014. Citado 4 vezes nas páginas 5, 11, 12 e 15.
- UN United Nations. *Renewable energy*. 2013. Disponível em: <[http://www.un-energy.org/cluster/renewable\\_energy](http://www.un-energy.org/cluster/renewable_energy)>. Acesso em: 20 Maio. 2016. Citado na página 1.
- VALLOUREC. *Tubos Estruturais, Seção Circular, Quadrada e Retangular*. Belo Horizonte, MG: [s.n.], 2015. Citado na página 27.

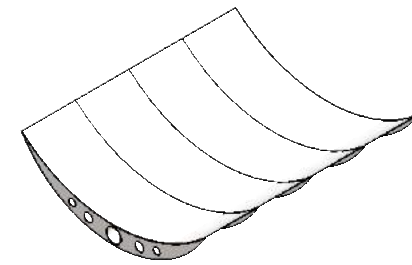
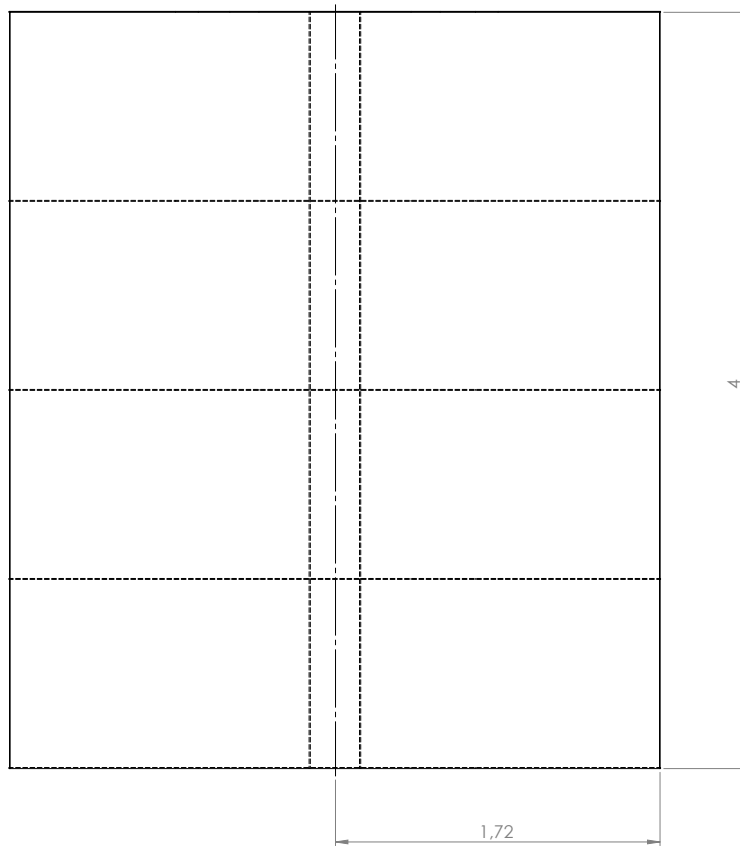
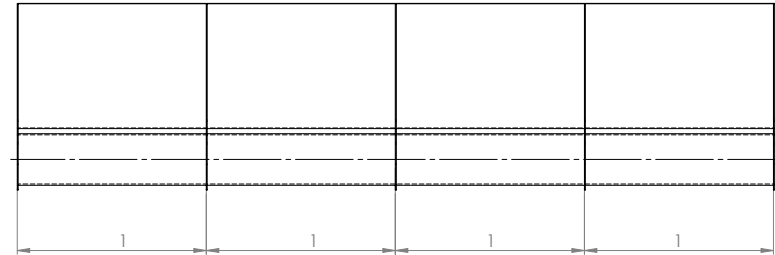
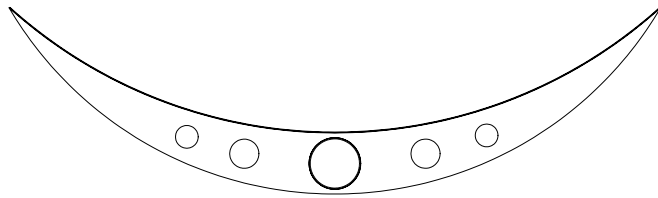
# APÊNDICE A – Desenho técnico das estruturas



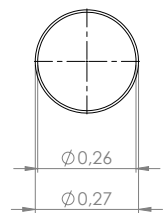
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Estrutura(soldagem)		1
2	Pilar de suporte		2
3	Caixa		2

Ingrid Pires M. O. dos Santos		3º Diedro	
Estrutura(montagem)	Data 06/09/2016	UFRJ	Escala 1:10
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: m

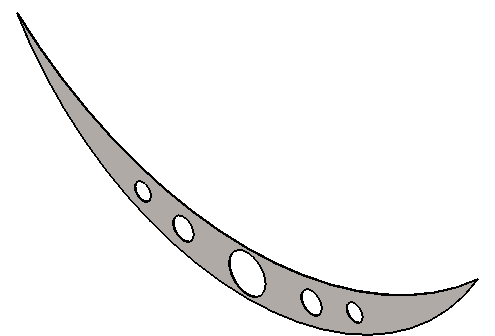
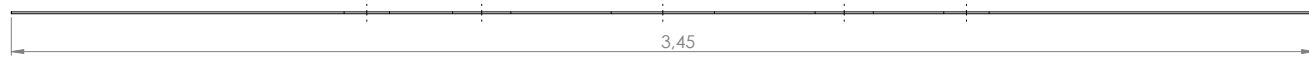
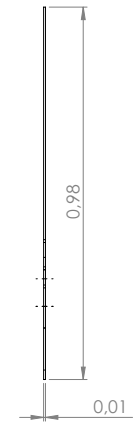
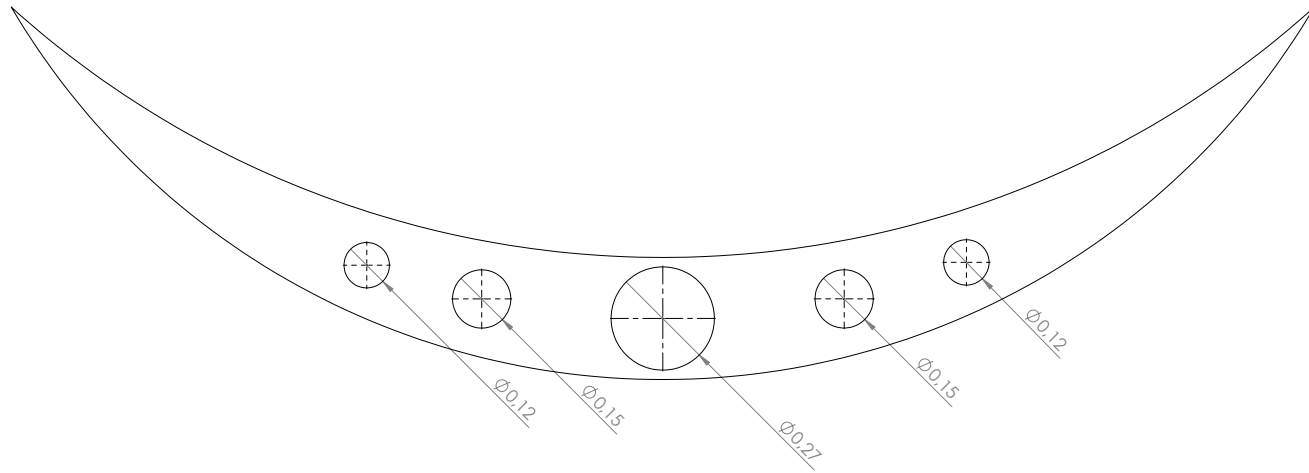




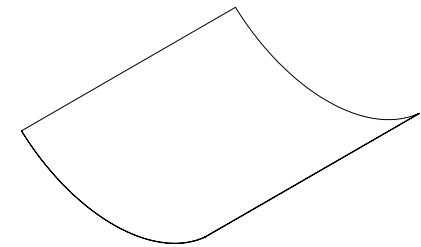
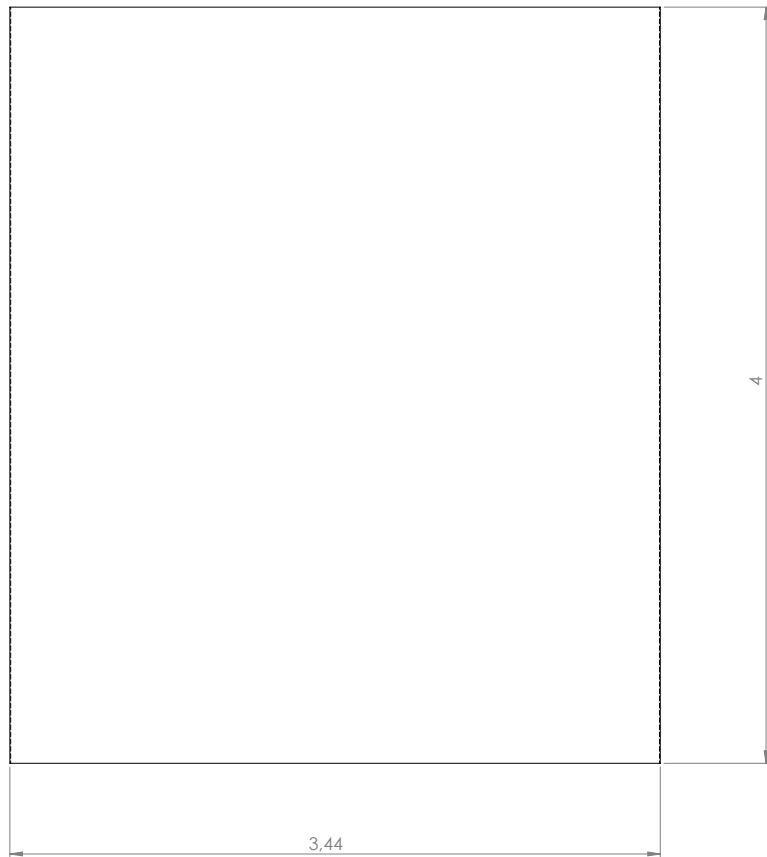
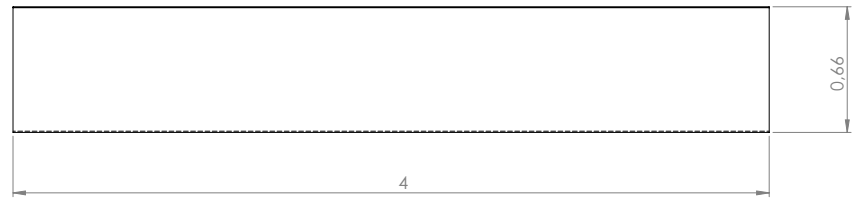
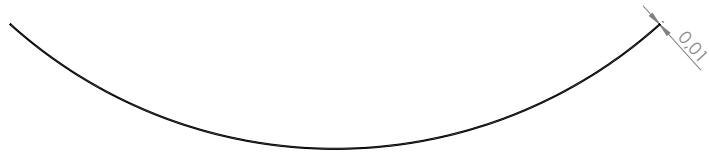
Ingrid Pires M. O. dos Santos		3º Diedro	
Estrutura	Data 06/09/2016	UFRJ	Escala 1:10
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: m



Ingrid Pires M. O. dos Santos		3º Diedro	
Tubo de torção	Data 06/09/2016	UFRJ	Escala 1:10
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: m



Ingrid Pires M. O. dos Santos		3º Diedro	
Braço transversal	Data 06/09/2016	UFRJ	Escala 1:10
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: m



Ingrid Pires M. O. dos Santos		3º Diedro	
Chapeamento	Data 06/09/2016	UFRJ	Escala 1:10
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: m