

Tuani de Sá Rosa

**PROJETO MECÂNICO DO RASTREADOR SOLAR DE UM
CONCENTRADOR CILÍNDRICO PARABÓLICO**

Macaé – RJ

Fevereiro, 2017



PROJETO MECÂNICO DO RASTREADOR SOLAR DE UM CONCENTRADOR CILÍNDRICO PARABÓLICO

Tuani de Sá Rosa

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

Fevereiro de 2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
campus Macaé

PROJETO MECÂNICO DO RASTREADOR SOLAR DE UM CONCENTRADOR
CILÍNDRICO PARABÓLICO

Tuani de Sá Rosa

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DA ENGENHARIA
MECÂNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO CAMPUS MA-
CAÉ 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. Marcelo Costa Cardoso
Universidade Federal do Rio de Janeiro

Prof^a. Elisa Pinto da Rocha
Universidade Federal do Rio de Janeiro

MACAÉ, RJ - BRASIL
FEVEREIRO DE 2017

Agradecimentos

Em primeiro lugar, quero agradecer a Deus. Eu me esforcei muito para conquistar tudo que conquistei mas, sem Ele ao meu lado, eu não chegaria até aonde cheguei e nem seria a pessoa que sou hoje.

Agradeço aos meus pais, Elizabete e Paulo, por serem para mim um exemplo de caráter, esforço, amizade e amor. Vocês me mostraram que eu posso voar mesmo sem ter asas, que eu tenho a capacidade de conseguir o que eu quero e, que mesmo que as coisas não sejam da forma que eu imaginava, vocês vão estar lá para me apoiar e me dar todo carinho do mundo. Eu amo vocês.

Ao meu irmão Gabriel e minha cunhada Priscila, que me incentivaram o tempo todo. Agradeço por me darem os melhores presentes do mundo, meus lindos sobrinhos Paola e Thales, que achavam um absurdo o fato de eu trabalhar tanto ao invés de brincar com eles o dia todo e, com isso, me faziam relaxar e descontraír nos momentos que eu estava cansada e estressada com o meu projeto.

Ao meu namorado Iverton, por me fazer rir mesmo quando eu não quero, por apoiar os meus sonhos, por ser o melhor amigo que alguém poderia desejar. E obrigada também por ser essa pessoa sagaz que consegue resolver em 10 minutos problemas que eu já tinha desistido de achar a solução. Eu te amo.

Minha irmã de outra mãe, Flávia, mesmo que fiquemos bem longe e sem nos falar por um tempo, obrigada por você ser sempre tão presente na minha vida. Eu te amo e sei que a nossa amizade vai durar por toda a eternidade.

Agradeço por todas as amigas que esse anos de faculdade me proporcionaram mas, Amanda e Ingrid merecem um agradecimento em especial. Amanda, você fala que não sabe como me ajudou, mas sem você eu não teria conseguido terminar esse projeto da forma que eu queria. Você é uma ótima amiga e eu espero que a nossa amizade dure para sempre. Ingrid você sabe disso, mas não custa nada eu falar, que sem você esse trabalho provavelmente não existiria. Nossa amizade, infelizmente, só foi começar no final da faculdade, mas nesse pouco tempo eu vi que você é uma amiga verdadeira e com quem eu vou sempre poder contar.

Aos professores que me ensinaram, me deram suporte e incentivo. Espero que outros alunos tenham as mesmas oportunidades que eu tive graças a vocês. Dentre esses professores, agradeço em especial o meu orientador Maurício A. N. de Oliveira pelo apoio, troca de ideias e por ter esse jeito em que mesmo entre as críticas você faz elogios, isso me dava ânimo para quando eu já estava cansada.

A todos que direta ou indiretamente contribuíram para que este trabalho se tornasse realidade. Meus sinceros agradecimentos.

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

Projeto mecânico do rastreador solar de um concentrador cilíndrico parabólico

Tuani de Sá Rosa

Fevereiro/2017

Orientador: Maurício Aguilar Nepomuceno de Oliveira

Curso: Engenharia Mecânica

A performance mecânica dos coletores solares influi diretamente no sistema de geração de energia térmica solar. Este trabalho teve como objeto de estudo o sistema mecânico de rastreamento solar e o sistema de sustentação de um coletor do tipo cilíndrico parabólico. Foi selecionado um redutor e um motor elétrico, para fazer o posicionamento do sistema, a seleção foi feita de acordo com as cargas atuantes, os requisitos de projeto e as dimensões do sistema. Cada componente de suporte e fixação foi selecionado e 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 objetivo de projetar um sistema de fácil manutenção e que atendesse todas as restrições de projeto.

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

Mechanical design of the solar tracker of a parabolic trough collector

Tuani de Sá Rosa

Fevereiro/2017

Advisor: Maurício Aguilar Nepomuceno de Oliveira

Course: Mechanical Engineering

The mechanical performance of a solar collectors has a direct influence on the solar thermal energy generation system. The goal of this project is to study the solar tracking system and the support system of a parabolic trough. A gearbox and an electric motor were selected to make the positioning of the system, the selection was made according to the working loads, design requirements and system dimensions. Each component of support and fixation was selected and sized according to the loads acting on the trough. In this paper, the loads were defined and calculated. The design of the components was carried out with the intention of designing a system that was easy to maintain and that fit all design restrictions.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Fontes humanas de dióxido de carbono no mundo	1
Figura 2 – Soldados segurando espelhos planos concentrando os raios do sol no navio	4
Figura 3 – Coletor parabólico de 1878 de uma impressora à energia solar	5
Figura 4 – Primeiros sistemas de calha parabólica em Maadi, Egito	6
Figura 5 – Planta SEGS na Califórnia	7
Figura 6 – Torre Central	11
Figura 7 – Disco Parabólico	12
Figura 8 – Coletor Fresnel	13
Figura 9 – Concentrador Cilíndrico Parabólico	13
Figura 10 – Corrente de conversão de energia em uma planta de concentradores cilíndricos parabólicos e os respectivos componentes da planta	15
Figura 11 – Componentes do coletor	16
Figura 12 – Espelhos revestidos com prata	17
Figura 13 – Película da ReflecTech	18
Figura 14 – Módulo de uma estrutura de treliça espacial da Eurotrough	19
Figura 15 – Elementos estruturais do módulo da Eurotrough: (a)Estrutura frontal e posterior para montagem nos pilares, (b) Estrutura de treliça espacial, (c) Suporte do receptor, (d) Braços transversais, (e) Faceta do espelho	20
Figura 16 – Projeto dos coletores LS-2 e LS-3 da indústria LUZ	20
Figura 17 – Coletor parabólico da ENEA	21
Figura 18 – Rastreamento de eixo simples do coletor cilíndrico parabólico	22
Figura 19 – Esquerda: Sistema com redutor utilizando um motor elétrico; Direita: Sistema com redutor utilizando um motor hidráulico	23
Figura 20 – Esquerda: Sistema da Skyfuel que utiliza um atuador rotativo hidráulico; Direita: Sistema de atuação de duplo cilindros hidráulicos	23
Figura 21 – Tubo absorvedor integrado a um coletor cilíndrico parabólico	24
Figura 22 – Estrutura de um receptor	24
Figura 23 – Fluxo de energia no receptor	25
Figura 24 – Definição do sistema de coordenadas	26
Figura 25 – Dimensões principais do cilindro parabólico	27
Figura 26 – Dimensões principais do pino de suporte	27
Figura 27 – Isopletas da velocidade básica	30
Figura 28 – Posição de segurança	32
Figura 29 – Redutor de coroa e rosca sem-fim	33
Figura 30 – Redutor WD-LC 0223	34

Figura 31 – Motor SEW RF27DRS71S4BE05	35
Figura 32 – Adaptador para conexão motor/reductor	37
Figura 33 – Montagem motor/reductor	38
Figura 34 – Comportamento de vigas-colunas	39
Figura 35 – Cargas que geram momento no pilar	40
Figura 36 – Perfil viga I	41
Figura 37 – Curva de Euler	42
Figura 38 – Rolamento autocompensador de rolos 22222	43
Figura 39 – Representação das dimensões do rolamento autocompensador de rolos	44
Figura 40 – Representação das dimensões do mancal SNH 222	45
Figura 41 – Flange de conexão	46
Figura 42 – Simulação de cargas no flange utilizando o software SolidWorks	47
Figura 43 – Distância do centro do parafuso interno até o centro do flange	48
Figura 44 – Chapas de conexão reductor/pilar e vista explodida	49
Figura 45 – Disposição das chapas de conexão reductor/pilar	50
Figura 46 – Chapa 1	50
Figura 47 – Representação da área e do raio de ação	51
Figura 48 – Simulação das cargas nas chapas de fixação utilizando o software SolidWorks	51
Figura 49 – Sistema completo montado	52
Figura 50 – Sistema completo montado focando no rastreador - vista lateral	52
Figura 51 – Sistema completo montado focando no rastreador - vista frontal	53

Lista de tabelas

Tabela 1 – Produção solar bruta de eletricidade	8
Tabela 2 – Continuação da Tabela 1	8
Tabela 3 – Continuação da Tabela 2	9
Tabela 4 – Exemplos de projetos ao redor do mundo de coletores de calha parabólica	10
Tabela 5 – Peso dos componentes do coletor	28
Tabela 6 – Propriedade do Aço 1020	28
Tabela 7 – Coeficientes em função da inclinação angular do coletor	29
Tabela 8 – Especificações do redutor WD-LC 0223	34
Tabela 9 – Especificações do motor SEW RF27DRS71S4BE05	36
Tabela 10 – Dados do perfil I W200 x 36	41
Tabela 11 – Dados do rolamento autocompensador de rolos 22222	44
Tabela 12 – Dados do mancal SNH 222	45

Lista de símbolos

W	Abertura da parábola
l	Altura do pilar
A	Área
C_0	Capacidade de carga
P_{cr}	Carga crítica
P_0	Carga equivalente
F_p	Carga suportada por cada parafuso
C_{fx}	Coefficiente adimensional da força horizontal
C_{fz}	Coefficiente adimensional da força vertical
C_{my}	Coefficiente adimensional do torque
C	Constante de condição de extremidade
L	Comprimento da calha
ρ	Densidade do ar
d	Diâmetro do parafuso
y	Distância até o eixo neutro
N	Esforço normal
e	Espessura da chapa
S_2	Fator de rugosidade
FS	Fator de segurança
S_3	Fator estatístico
S_1	Fator topográfico
F	Força que atua no sistema
f_x	Força horizontal

f_z	Força vertical
σ_y	Tensão de serviço
E	Módulo de elasticidade
I	Momento de inércia
M	Momento fletor
q	Pressão dinâmica média
r	Raio de ação
S_y	Resistência do material ao escoamento
n	Rotação de projeto
τ	Tensão de cisalhamento
σ_c	Tensão de compressão
σ_f	Tensão de flexão
m_y	Torque
V_0	Velocidade básica do vento
V_k	Velocidade característica do vento
V_p	Velocidade de projeto
V	Velocidade média do vento
L_h	Vida útil

Lista de abreviaturas e siglas

CSP	Energia Solar Concentrada
PIB	Produto Interno Bruto
ERDA	Energy Research and Development Administration
DOE	Department of Energy
LUZ	Luz International Limited
SEGS	Solar Electric Generating Syste
DNI	Irradiação Normal Direta
NREL	National Renewable Energy Laboratory

Sumário

1	Introdução	1
1.1	Justificativa	1
1.2	Objetivo	2
1.3	Metodologia	2
1.4	Descrição dos capítulos	3
2	Revisão bibliográfica	4
2.1	A história dos concentradores cilíndricos parabólicos	4
2.2	Os tipos de CSP	10
2.2.1	Torre Central	11
2.2.2	Disco Parabólico	12
2.2.3	Coletor Fresnel	12
2.2.4	Concentradores Cilíndricos Parabólicos	13
2.3	Componentes da planta de energia	14
2.3.1	Coletor cilíndrico parabólico	15
2.3.1.1	Material dos espelhos	16
2.3.1.2	Estrutura de suporte dos espelhos	18
2.3.2	Sistema de rastreamento solar	21
2.3.3	Receptores	24
3	Projeto de sustentação e rastreamento do concentrador	26
3.1	Orientação do coletor solar	26
3.2	Cargas fixas	27
3.3	Cargas variáveis	28
3.3.1	Cargas variáveis para o sistema de suporte	29
3.3.2	Cargas variáveis para o sistema de rastreamento	31
3.4	Sistema mecânico do rastreador solar	32
3.4.1	Redutor	32
3.4.2	Motor	35
3.4.3	Velocidade do sistema	36
3.4.4	Montagem do sistema - Motor e Redutor	37
3.5	Sistema de suporte	38
3.5.1	Pilares de suporte	38
3.5.2	Mancais de rolamento	43
3.5.3	Chapas de apoio e união e elementos de fixação	45
3.5.3.1	Flange de união redutor/pino de suporte	46

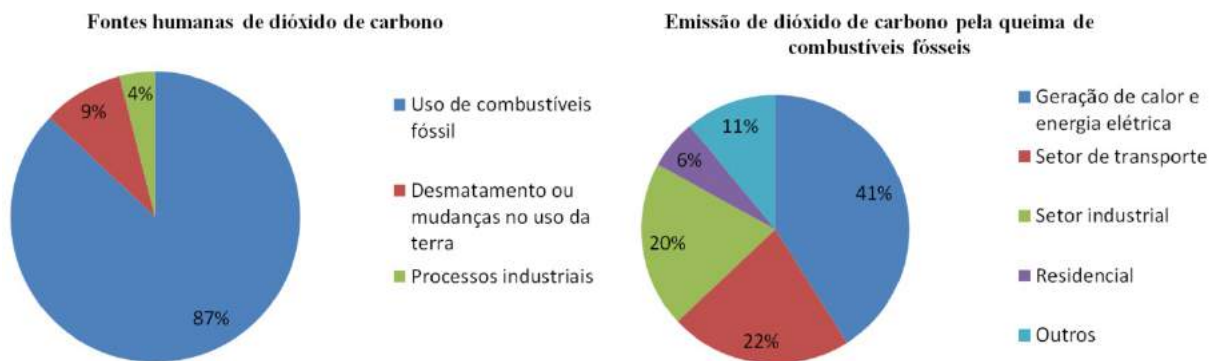
3.5.3.2	Chapas de fixação redutor/pilar de suporte	49
3.6	Sistema completo	52
4	Considerações finais	54
4.1	Conclusão	54
4.2	Trabalhos futuros	54
	Referências	55
	APÊNDICE A Desenho técnico do sistema completo	60
	APÊNDICE B Desenho técnico do posicionamento dos elementos	62
	APÊNDICE C Desenho técnico das chapas	65
	ANEXO A Desenho técnico do redutor WD-LC 0223	70

1 Introdução

1.1 Justificativa

Nos dias atuais, a geração de energia elétrica por meio de combustíveis fósseis enfrenta muitos problemas como por exemplo o aumento contínuo do seu preço e o medo do mesmo acabar (ECOTRICITY, 2013). Além disso, a queima desses combustíveis é uma das maiores responsáveis pelo aumento da concentração de dióxido de carbono (Figura 1), o que leva a mudanças no equilíbrio natural do meio ambiente através do aumento do efeito estufa, que é responsável pelo aumento da temperatura do planeta e, conseqüentemente, do nível dos oceanos (OECD, 2014). Em função disso, existe uma necessidade urgente da redução de nossa dependência de combustíveis fósseis para a produção de energia elétrica ao redor do mundo. Por meio da utilização de tecnologias renováveis que aproveitam combustíveis naturais, como por exemplo a energia solar, para a geração de energia elétrica limpa, pode-se evitar o agravamento de problemas já existentes.

Figura 1: Fontes humanas de dióxido de carbono no mundo



Fonte: Adaptado de Quere et al. (2013 apud WHAT'S YOUR IMPACT, 2014).

As tecnologias da Energia Solar Concentrada (CSP) são um dos tipos de tecnologias renováveis que se mostram com o maior papel na solução dos problemas de eletricidade atuais e futuros (EASAC, 2011), em razão do aproveitamento do calor do sol, que é uma fonte de energia ilimitada e disponível diariamente.

Atualmente, existem quatro tecnologias de CSP: o coletor cilíndrico parabólico, que teve seu primeiro protótipo construído em Maadi, Egito, em 1913 (STINNESBECK, 1914/1915 apud STEINHAGEN, 2004); o coletor Fresnel teve seu primeiro protótipo desenvolvido em Gênova, Itália, em 1964 (SILVI, 2009); o primeiro protótipo do sistema de disco parabólico foi construído na Califórnia durante 1982-1985 (MANCINI, 1997); em

1965 o primeiro protótipo do concentrador de torre central foi desenvolvido em Gênova, Itália (SILVI, 2011). A primeira planta comercial mundial de CSP foi construída na Califórnia em 1984 utilizando a tecnologia de calhas parabólicas (EASAC, 2011).

Entre os anos de 1991 até 2005 nenhuma planta de energia solar térmica foi construída no mundo, mas desde 2006 iniciou-se um crescimento contínuo na construção de plantas CSP em função do aumento da eficiência térmica e do fator de capacidade dessas tecnologias (IRENA, 2012), também pela sua habilidade, superior a de outras tecnologias renováveis, de limitar a emissão de gases do efeito estufa e outros impactos ambientais em função da produção de energia (EERE, 2012). Além do que foi mencionado anteriormente, a tecnologia do CSP gera energia de uma fonte livre e constante, que leva ao aumento da economia dos países que tem uma irradiação normal direta (DNI) alta e terras baratas (IRENA, 2012).

No Brasil o mercado de CSP ainda não existe, mas é um dos países com um grande potencial para desenvolver essa tecnologia, pois existem vastas áreas com irradiação solar direta, favorável para a instalação de plantas de CSP. O setor industrial Brasileiro é suficientemente desenvolvido e diversificado para produzir grande parte dos componentes e serviços necessários para essas plantas. As pesquisas científicas, em conjunto com a indústria do Brasil, é capaz de assimilar e desenvolver tecnologias que hoje são associadas a países industrializados tais como a Alemanha, Espanha e o Estados Unidos (HELIO-TERMICA, 2015). Tendo isso em mente a UFRJ-Macaé está projetando e desenvolvendo uma planta de CSP de calha parabólica para geração de energia elétrica.

Esse trabalho tem como objetivo complementar o projeto citado anteriormente.

1.2 Objetivo

O propósito desse trabalho é projetar o sistema de movimento de rastreamento solar e de sustentação do concentrador cilíndrico parabólico que será fabricado para uma planta piloto de 5kW para o campus UFRJ Macaé. Esse sistema de rastreamento tem como função movimentar a estrutura que contém os espelhos refletores para alinhar o mesmo com o sol e com isso ter uma melhor eficiência térmica.

1.3 Metodologia

Esse trabalho segue uma abordagem quantitativa e qualitativa. A maioria das conclusões foram baseadas em dados numéricos e equações matemáticas. O software SolidWorks também foi utilizado para comparar e obter resultados. Esse estudo teve ainda um caráter exploratório, visto que envolveu um levantamento bibliográfico e pesquisa direta com funcionários.

Devido ao projeto do concentrador solar cilíndrico parabólico já iniciado por discentes e docentes da Universidade Federal do Rio de Janeiro campus Macaé, surgiu a necessidade de se desenvolver o sistema mecânico do rastreador solar do concentrador cilíndrico parabólico e o seu sistema de sustentação. Para isso foram feitas pesquisas de sistemas já existentes, com o objetivo de selecionar a estrutura mais adequada para o cenário de implementação do projeto e com a intenção de alcançar uma solução de baixo custo. Em seguida entrou-se em contato com fornecedores de empresas especializadas e dispostas a compartilhar as informações necessárias.

1.4 Descrição dos capítulos

No primeiro capítulo são apresentados a introdução do trabalho, justificativa do projeto, objetivos e, por fim, a metodologia empregada na pesquisa.

O segundo capítulo se inicia com a história dos concentradores solares, focando no concentrador cilíndrico parabólico, seguindo pela explicação dos tipos existentes de concentradores e do funcionamento de cada um deles, finalizando com uma explicação dos elementos que compõe o concentrador cilíndrico parabólico.

O terceiro capítulo apresenta o levantamento dos carregamentos aos quais está submetida a estrutura, a seleção da parte mecânica do rastreador solar, dimensionamento dos diferentes componentes de suporte e análise de resistência à fadiga da estrutura.

No quarto capítulo são apresentadas as conclusões e propostas de possíveis trabalhos futuros que venham a complementar este trabalho.

2 Revisão bibliográfica

2.1 A história dos concentradores cilíndricos parabólicos

O CSP é inovador na área de energias renováveis, mas o conceito de energia solar concentrada já é bem antigo. Uma das primeiras aparições conhecidas da utilização de concentradores solares foi durante a Grécia antiga, entre a época de 214-212 AC, Arquimedes utilizava escudos de bronze para concentrar os raios solares nos navios Romanos que estavam os atacando e que, de acordo com o mito, pegavam fogo (KALOGIROU, 2009). Foi muito discutido se esse mito conta uma história verdadeira ou não. O cientista grego Dr. Ioannis Sakkas em 1973 alinhou 60 marinheiros gregos e os fez segurar espelhos lisos revestidos em bronze na posição em que os raios do sol fossem refletidos na direção de um navio que se encontrava a aproximadamente 60 metros de distância (Figura 2), que em questão de minutos já estava pegando fogo, o que comprovou que o mito realmente tem elementos científicos que o apoiam (SIMMS, 1977).

Figura 2: Soldados segurando espelhos planos concentrando os raios do sol no navio

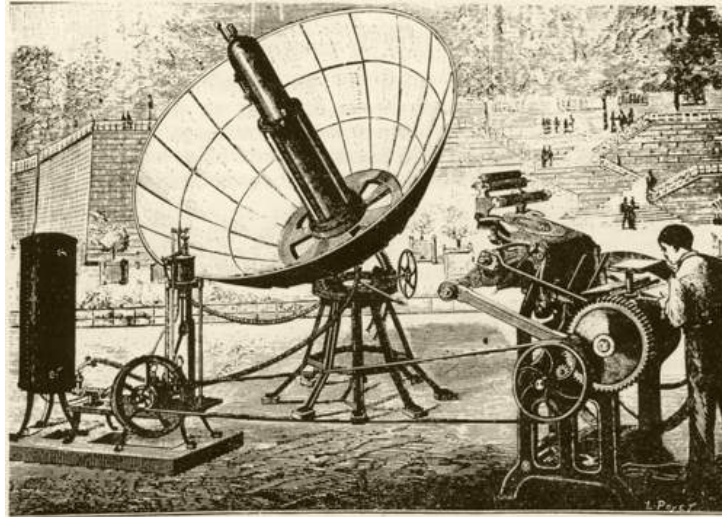


Fonte: Lee Krystek, 2011.

Em 1767 foi construído pelo cientista suíço Horace de Saussur o primeiro coletor solar, que depois foi utilizado por John Herschel para cozinhar durante sua expedição à África do Sul em 1830. Inspirado pelo trabalho de Horace de Saussur, o matemático francês Augustin Mouchot começou em 1860 seus primeiros experimentos com equipamentos que cozinham utilizando o sol. Entre 1860 e 1880 ele trabalhou, junto com seu assistente Abel Pifre, no desenvolvimento de máquinas a vapor movidas por energia solar (Figura 3). Em 1861 ele conseguiu a primeira patente para uma máquina solar e

desenvolveu esse trabalho até 1880. Essas máquinas foram as antecessoras dos coletores de disco parabólicos atuais (THERMOSOL GLASS, 2016).

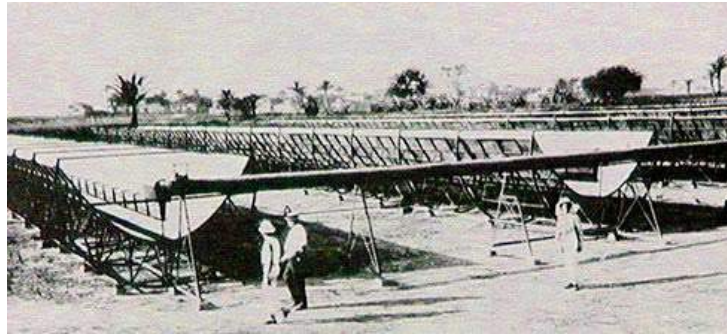
Figura 3: Coletor parabólico de 1878 de uma impressora à energia solar



Fonte: ProCon (2013).

Em 1864 John Ericsson inventou um motor a ar quente movido a energia solar usando um concentrador parabólico para gerar vapor que era utilizado para mover o seu motor Stirling. Ele é considerado o pioneiro na utilização de energia solar para a geração de vapor, que era usado para o bombeamento de água, mas o refletor Ericsson só foi além da fase de protótipos em 1913. Nesse ano, o primeiro sistema de calhas parabólicas do mundo foi construído em Maadi, no Egito (Figura 4), com o propósito de irrigação (STINNESBECK, 1914/1915 apud STEINHAGEN, 2004). De acordo com Ragheb (2011) o sistema consistia em cinco coletores com o sistema de rastreamento no eixo norte-sul e comprimento e abertura da calha de 64m e 4m, respectivamente, e o espaçamento entre elas era de 7,6m. Esse sistema produzia por volta de 40kW continuamente por aproximadamente 5h por dia (MEYER, 2008).

Figura 4: Primeiros sistemas de calha parabólica em Maadi, Egito



Fonte: Jokes (2011).

Nos Estados Unidos o desenvolvimento de um sistema de calhas parabólicas de grande escala, capaz de gerar temperaturas maiores que 500°C , para ser usado em processos de aquecimento industriais, teve seu início por volta de 1970 pela Energy Research and Development Administration (ERDA) e continuou com a fundação do Department of Energy (DOE) dos Estados Unidos em 1978 (TESKE, 2016).

De acordo com Solaripedia (2010) a Luz International Limited (LUZ) construiu a primeira planta de calhas parabólicas que foi batizada de Solar Electric Generating System (SEGS) I e a operou em 1984 e um ano depois começou a operar a SEGS II. As SEGS I e II foram construídas em Daggett na Califórnia. O primeiro tipo de tubo receptor era chamado de LS1 e foi instalado nas duas plantas SEGS. A capacidade de coleta da LS1 de 30MW na SEGS II incentivou a LUZ a fazer melhoras no seu coletor e com isso surgiu a LS2, que foram usadas nas plantas SEGS III - VII, que foram montadas no deserto de Mojave, na Califórnia (Figura 5), pelo fato desse local recebe uma DNI maior do que o de Daggett (PRICE, 2003).

Figura 5: Planta SEGS na Califórnia



Fonte: Zemer (2014).

Como retratado em Teske (2016), o sucesso das plantas foi tamanho que a LUZ inovou e construiu até a planta SEGS X, mas em função da queda do preço do combustível fóssil e mudanças nos contratos, LUZ declarou falência em 1991. Com isso, a empresa não conseguiu manter em operação as plantas SEGS já existentes, o que fez com que ela vendesse as plantas para grupos de investidores. SEGS I e II foram vendidas e operadas pela Dagget Leasing Corporation, SEGS III - VII foram operadas e gerenciadas pela Kramer Junction Company (KJC) e a SEGS VIII e IX foram gerenciadas pela Harper Lake Company (BAHAROON, 2015). Após isso, Solel Solar Systems Ltd, que é dona da SEGS III - VII em conjunto com a KJC, melhorou a eficiência das plantas significativamente para que fosse possível competir com as plantas de combustível fóssil. Eles introduziram um tubo coletor, chamado Universal Vacuum Collector (UVAC) a fim de aumentar a eficiência do campo solar e conseqüentemente reduzir o custo nivelado de energia (Levelized Cost Of Energy - LCOE). O UVAC foi testado nos campos da SEGS VI, e atingiu resultados excelentes com um aumento de 20% da eficiência do campo solar em uma média anual e uma redução de 30-35% no LCOE comparando com a planta SEGS original.

A tecnologia de calhas parabólicas empregadas nas nove primeiras plantas de energia solar do mundo foram bem sucedidas em fornecer a viabilidade econômica da sua utilização, as plantas SEGS I-IX ainda estão operando de forma lucrativa desde que começaram a operar até os dias atuais com um histórico de aumento de eficiência e produção. As Tabelas 1, 2 e 3 mostram a produção solar bruta de energia em MWh para os anos de 1985 até 2002.

Tabela 1: Produção solar bruta de eletricidade

Planta	Ano da construção	Produção solar bruta de eletricidade (MWh)				
		1985	1986	1987	1988	1989
SEGS I	1984	19.261	22.510	25.055	16.927	23.527
SEGS II	1985		25.085	23.431	38.914	43.862
SEGS III	1986			49.444	61.475	63.096
SEGS IV	1986			52.181	64.762	70.552
SEGS V	1987				62.858	65.280
SEGS VI	1988					48.045
SEGS VII	1988					38.868
SEGS VIII	1989					
SEGS IX	1990					
Produção Total		19.261	47.595	150.111	244.937	353.230

Fonte: Adaptado de Baharoon (2015).

Tabela 2: Continuação da Tabela 1

Planta	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
SEGS I	21.491	20.252	17.938	20.368	20.194	19.800	19.879
SEGS II	39.156	35.168	32.481	36.882	36.566	35.853	35.995
SEGS III	69.410	60.134	48.702	58.248	56.892	56.663	64.170
SEGS IV	74.661	64.600	51.007	58.935	57.795	54.929	61.970
SEGS V	72.449	59.009	55.383	67.685	66.255	63.757	71.439
SEGS VI	62.690	64.155	47.087	55.724	56.908	63.650	71.409
SEGS VII	57.661	58.373	46.940	54.110	53.251	61.220	70.138
SEGS VIII	114.996	102.464	109.361	130.999	134.578	133.843	139.174
SEGS IX	5.974	144.805	129.558	130.847	137.915	138.959	141.916
Total	518.487	608.960	538.458	613.798	620.358	628.674	676.091

Fonte: Adaptado de Baharoon (2015).

Tabela 3: Continuação da Tabela 2

Planta	1997	1998	1999	2000	2001	2002	Total
SEGS I	19.228	18.686	11.250	17.235	17.947	17.402	331.550
SEGS II	34.817	33.836	33.408	31.207	32.497	31.511	549.159
SEGS III	64.677	70.598	70.689	65.994	69.369	66.125	995.686
SEGS IV	64.503	71.635	71.142	63.457	64.842	70.313	1.017.283
SEGS V	75.936	75.229	70.293	73.810	71.826	73.235	1.014.444
SEGS VI	70.019	67.358	71.066	68.543	67.339	64.483	878.476
SEGS VII	69.186	67.651	66.258	64.195	64.210	62.196	834.986
SEGS VIII	136.410	137.905	135.233	140.079	137.754	138.977	1.691.773
SEGS IX	139.697	119.732	107.513	128.315	132.051	137.570	1.594.852
Total	674.473	662.631	636.851	652.835	657.834	662.542	8.967.123

Fonte: Adaptado de Baharoon (2015).

O aumento contínuo na eficiência da tecnologia de calhas parabólicas nas plantas de energia da SEGS, na Califórnia, encorajou muitos países, especialmente a Espanha, a utilizar esse tipo de tecnologia para gerar energia limpa e confiável através da construção de plantas solares em pequena e grande escala. Alguns projetos de coletores de calhas parabólicas ao redor do mundo estão sendo mostrados na Tabela 4. Essa tabela mostra que a tecnologia dos coletores de calhas parabólicas é usada para projetos comerciais por mais de 30 anos e está sendo utilizada em várias partes do mundo até os dias atuais.

Tabela 4: Exemplos de projetos ao redor do mundo de coletores de calha parabólica

Ano do início da produção	Nome do projeto	Companhia	Local	Status
Desde 1984	SEGS I-IX	LUZ	EUA	Operando
2008	Shiraz	-	Iran	Operando
Nov. 2008	Andasol-1	ACS/Cobra Group	Espanha	Operando
Jul. 2011	ISCC Hassi R'mel	Abener	Argélia	Operando
Mai 2010	ISCC Ain Beni Mathar	Abener	Marrocos	Operando
Jul. 2010	Archimede	ENEL	Italia	Operando
Jun. 2011	ISCC Kuraymat	NREA	Egito	Operando
Jan. 2012	Thai Solar Energy 1	Solarlite GmbH	Tailândia	Operando
Mar. 2013	Shams 1	Masdar/Total /Abengoa Solar	Emirados Árabes	Operando
Abril 2013	ISCC Agua Prieta II	Abengoa Solar	México	Em construção
Mar. 2013	Godawari Solar Project	Godawari Green Energy Limited	Índia	Em construção
Jun. 2014	KaXu Solar One	Abengoa Solar	África do Sul	Em construção
2015	Pedro de Valdivia	Grupo Ibereolica	Chile	Em construção

Fonte: Adaptado de Baharoon (2015).

2.2 Os tipos de CSP

A Energia Solar Concentrada é uma tecnologia para geração de energia que utiliza espelhos ou lentes para concentrar os raios solares e, na maioria dos sistemas de CSP atuais, para aquecer um fluido e produzir vapor. O vapor move a turbina e gera energia da mesma forma que outras plantas de energia convencionais.

O aspecto inovador do CSP é o fato dele capturar e concentrar a energia do sol para produzir o calor necessário para gerar energia, ao invés de se usar combustíveis fósseis

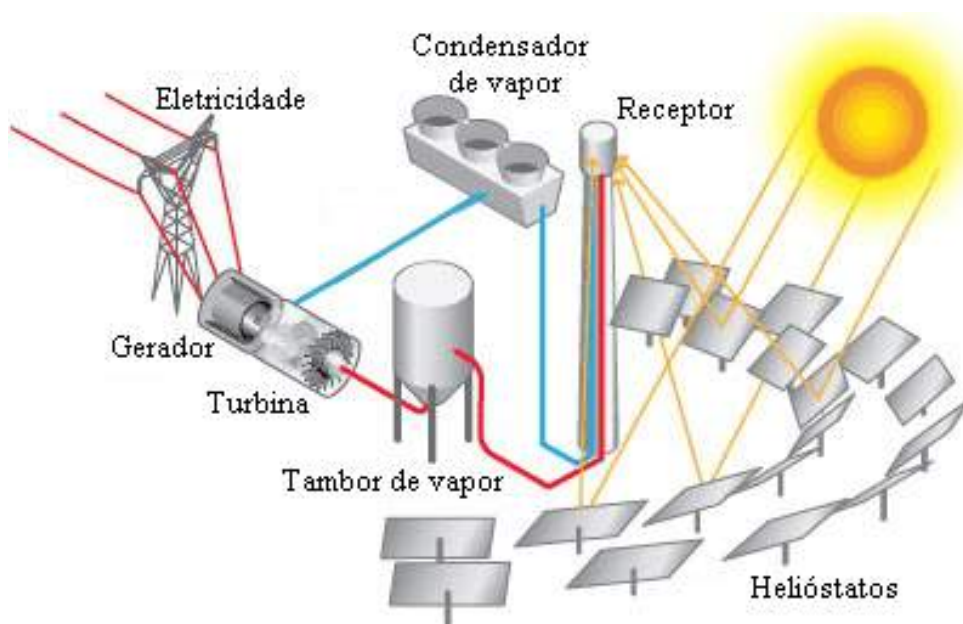
ou reações nucleares. Outro atributo das plantas de CSP é a possibilidade de equipá-lo como um sistema de armazenamento de calor a fim de gerar eletricidade mesmo quando o céu estiver nublado ou após o por do sol. Isso aumenta significativamente o fator de capacidade do CSP comparado à solar fotovoltaica, permitindo a produção de energia despachável, que facilita a competitividade econômica (IRENA, 2012).

As plantas de CSP podem ser divididas em dois grupos, levando em consideração se os coletores solares concentram os raios do sol ao longo de uma linha focal ou em um único ponto focal. Sistemas de focagem em linha incluem os concentradores cilíndrico parabólico e o coletor Fresnel e essas plantas tem o sistema de rastreamento solar em torno de um só eixo. Sistemas que focam em um único ponto incluem o disco parabólico e a torre central e essas plantas tem um sistema de rastreamento em dois eixos (IRENA, 2012).

2.2.1 Torre Central

A tecnologia de torre central utiliza um campo solar que contém um grande número de espelhos controlados por computadores, chamados heliostatos, que rastreiam o sol individualmente em dois eixos. Esses espelhos refletem os raios do sol no receptor que se encontra no topo da torre, onde um fluido é aquecido (Figura 6). O calor aciona um ciclo termodinâmico, na maioria dos casos um ciclo de vapor d'água, para gerar energia elétrica (IRENA, 2012).

Figura 6: Torre Central



Fonte: Adaptado de MTX (2014).

2.2.2 Disco Parabólico

O sistema de disco parabólico utiliza uma tecnologia diferente dos demais tipos de concentradores. Ela não utiliza água ou vapor, mas ele ainda está na categoria de CSP, pois utiliza o calor do sol para acionar um motor Stirling para gerar energia. O sistema é composto por um concentrador parabólico, um receptor solar e um motor Stirling (Figura 7). Para maximizar a energia de saída, existe um sistema mecânico computadorizado que rastreia o sol diariamente, nas direções leste e oeste, e sazonalmente, nas direções norte e sul, usando um sistema de dois eixos. Essa planta utiliza menos espaço de terra, comparando com os outros tipos de CSP e o terreno não precisa ser plano (FOUR PEAKS TECHNOLOGIES, 2011).

Figura 7: Disco Parabólico



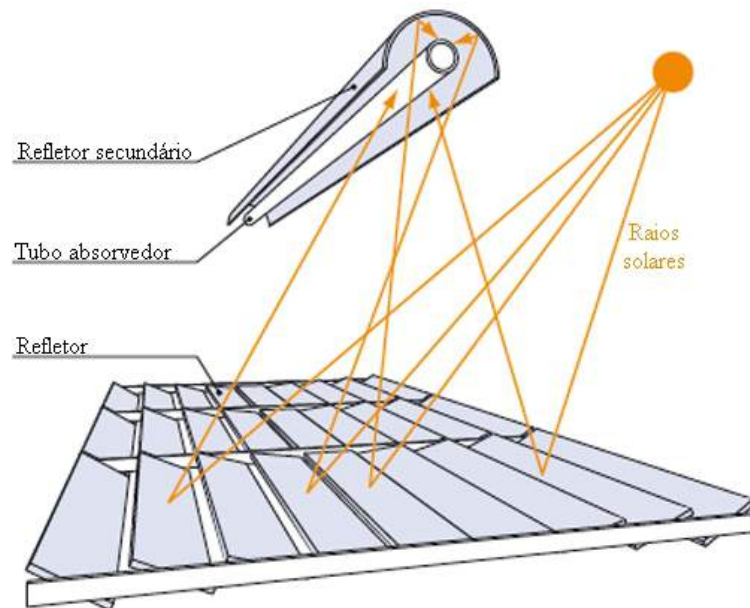
Fonte: Adaptado de Energy.gov (2013a).

2.2.3 Coletor Fresnel

Os coletores Fresnel são similares aos concentradores cilíndricos parabólicos, mas utilizam uma série de espelhos planos, ou levemente curvados, posicionados em diferentes angulações para concentrar os raios solares em ambos os lados do receptor fixo. Cada fileira de espelhos é equipada com um sistema de rastreamento de um eixo e é otimizada individualmente para assegurar que os raios do sol estão sempre concentrados no receptor fixo (Figura 8). O receptor consiste em um longo tubo absorvedor.

Diferente das calhas parabólicas, a linha focal do coletor Fresnel tem um espelho acima do tubo (um segundo refletor) que reorienta os raios que não acertaram o tubo, ou vários tubos paralelos formando um receptor com vários tubos, que é largo o suficiente para capturar a maioria dos raios solares sem a necessidade de um segundo refletor (IRENA, 2012).

Figura 8: Coletor Fresnel

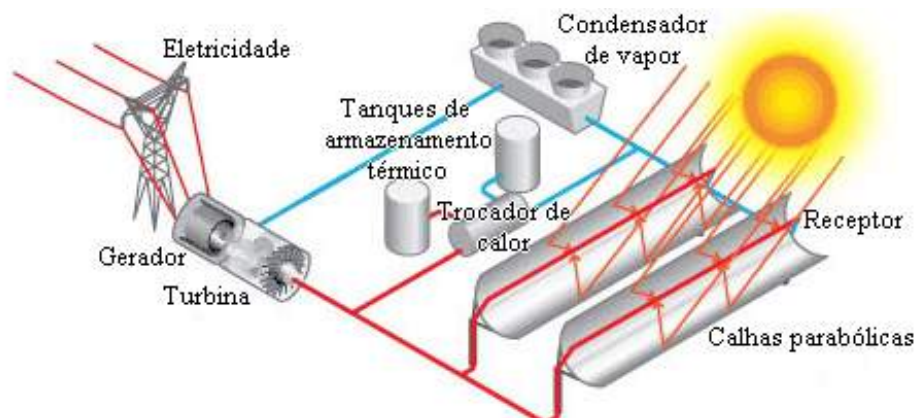


Fonte: Adaptado de POWERTECH (2014).

2.2.4 Concentradores Cilíndricos Parabólicos

O coletor de calha parabólica consiste em um coletor solar (espelhos), receptor de calor e a estrutura de suporte. Um material reflexivo é modelado na forma de uma parábola com a função de refletir os raios do sol em um tubo receptor que está posicionado no foco desse coletor. O sistema de rastreamento solar de único eixo é usado para orientar tanto o concentrador solar quanto o tubo receptor na direção do sol (IRENA, 2012).

Figura 9: Concentrador Cilíndrico Parabólico



Fonte: Adaptado de Energy.gov (2013b).

2.3 Componentes da planta de energia

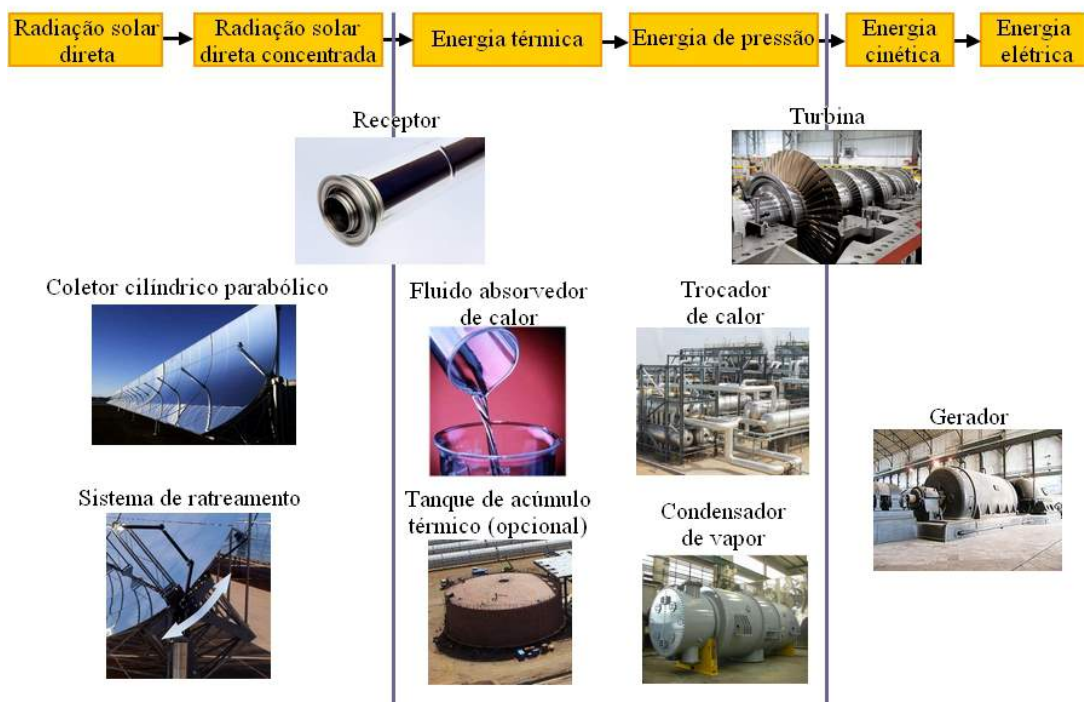
O fluxo energético de uma planta de energia de concentradores cilíndricos parabólicos tem a seguinte estrutura: A radiação direta do sol é concentrada e convertida em energia térmica; A energia térmica é convertida em energia de pressão de vapor, que é convertida em energia cinética; Essa energia cinética é finalmente transformada em energia elétrica, o produto final da planta de energia (GUENTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

Essa ordem para conversão de energia é realizada nos respectivos componentes da planta de energia:

- O coletor cilíndrico parabólico e o sistema de rastreamento são essenciais para o processo de concentração;
- O receptor converte a energia de radiação em energia térmica;
- O fluido absorvedor de calor e o tanque de armazenamento térmico são os transmissores da energia térmica;
- O trocador de calor tem a função de converter a energia térmica em energia de pressão. Isso ocorre com a evaporação da água, que troca calor com o fluido absorvedor;
- O sistema de resfriamento (condensador) tem o objetivo de completar o ciclo líquido/gás convertendo o vapor de volta para água;
- A turbina a vapor converte a energia de pressão em energia cinética;
- E o gerador elétrico converte a energia cinética em energia elétrica, que pode ser fornecida para rede elétrica.

Os principais componentes mencionados são mostrados na Figura 10, relacionando-os aos seus respectivos lugares na corrente de conversão de energia.

Figura 10: Corrente de conversão de energia em uma planta de concentradores cilíndricos parabólicos e os respectivos componentes da planta

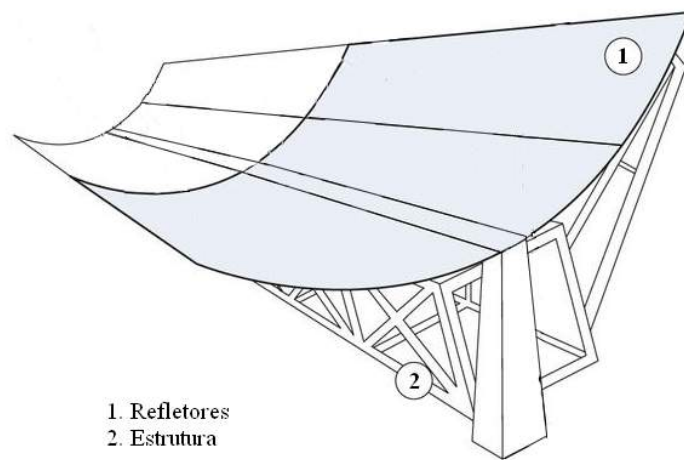


Fonte: Autora.

2.3.1 Coletor cilíndrico parabólico

O coletor é uma calha cuja seção transversal tem o formato de uma parábola revestida por um material reflexivo. Os dois componentes do coletor que serão descritos nesse tópico, os refletores e a estrutura metálica que suporta os espelhos, são retratados na Figura 11.

Figura 11: Componentes do coletor



Fonte: Adaptado de Solar Millennium (2016).

2.3.1.1 Material dos espelhos

O requisito principal para selecionar o material apropriado para os espelhos é a sua propriedade reflexiva. A reflexão de uma superfície é um número que indica a fração de radiação solar incidente que é refletida pela superfície e ela tem que ser alta para esse sistema (MEYEN et al., 2010).

O espelho parabólico mais comum usado nos dias atuais consiste em um espelho de vidro revestido com prata (Figura 12). Esse modelo de espelho é usado desde a primeira planta de energia desse modelo de coletor e esse material se provou ser de alta durabilidade, pois mesmo depois de dez anos em operação ele dificilmente mostra algum decréscimo na sua reflectividade (WANG; VANDAL; THOMSEN, 2007).

Figura 12: Espelhos revestidos com prata



Fonte: Guardian Glass (2014).

Os espelhos representam uma fração considerável no investimento de uma planta solar desse modelo de concentrador. Existem pesquisas e estudos para se encontrar outros tipos de materiais que iriam diminuir o custo do campo solar. Um exemplo de material alternativo é a ReflecTech (Figura 13), uma película de polímero revestida de prata, desenvolvida pelo National Renewable Energy Laboratory (NREL) e comercializada pela Skyfuel (KENNEDY; TERWILLIGER; LUNDQUIST, 2005).

As películas ReflecTech estão sendo testadas desde 2002 nas plantas da SEGS na Califórnia. E até os dias atuais não mostraram nenhum decréscimo reflexivo. Existem especulações que dizem que a ReflecTech oferece uma vantagem econômica considerável comparada com os espelhos de vidro. O processo de fabricação dos espelhos e o processo de montagem do coletor poderia ser acelerado com a utilização desses refletores e outra vantagem é o fato desse modelo de espelho não estar suscetível a quebra (GUENTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

Figura 13: Película da ReflecTech



Fonte: ReflecTech (2014).

2.3.1.2 Estrutura de suporte dos espelhos

A estrutura de suporte de um concentrador cilíndrico parabólico tem a função de sustentar os espelhos na posição correta, para dar estabilidade à calha e permitir um rastreamento solar preciso (SALOMONI et al., 2009).

A fim de realizar essas funções, a estrutura tem que cumprir com alguns requisitos de construção. Em particular, os requisitos de rigidez são bem altos, pois qualquer desvio do formato da calha parabólica ideal acarreta em um perda da eficiência ótica do sistema, é muito importante que não ocorra deformações tanto em função do peso do sistema quanto pelas cargas geradas pelo vento. Adicionalmente, uma alta rigidez permite que os coletores sejam mais compridos para que com isso ocorra a redução de número de pilares e de unidades de rastreamento solar, que conseqüentemente vai reduzir os custos finais do sistema (WEINREBE; ABUL-ELLA; SCHIEL, 2011).

A rigidez tem que ser combinada com uma estrutura leve, que possibilita a utilização de uma fundação e um sistema de rastreamento menos robusto. Uma estrutura mais leve é menos propensa a deformações em função do seu peso e também diminui a demanda de energia do sistema de rastreamento, que é um dos dois mais importantes consumidores de eletricidade da planta de energia desse modelo de coletor (o outro é o sistema de bombeamento do trocador de calor) (IRENA, 2012).

Outro fator importante é o custo com material e fabricação que devem ser baixos, pois o campo solar é a parte mais cara da planta de energia do concentrador cilíndrico parabólico (GUENTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

Geralmente a estrutura de apoio do coletor consiste em um corpo principal, que

na maioria dos casos é uma estrutura de treliça espacial ou uma estrutura tubular feitas de aço ou alumínio. Outros elementos da estrutura de suporte são:

- Pontos de suporte dos espelhos na estrutura de treliça espacial ou braços transversais;
- Suporte do receptor;
- Estrutura para montagem nos pilares;
- Pilares e fundação.

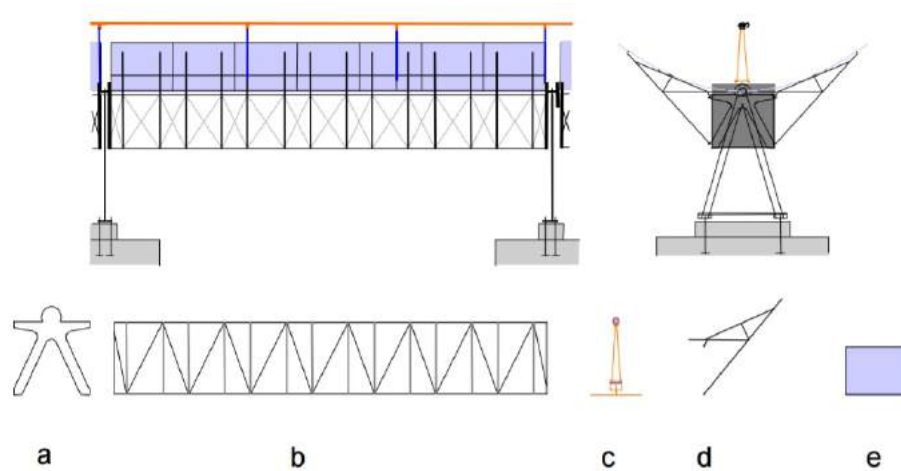
Esses elementos são encontrados, por exemplo, no coletor da Eurotrough. O corpo principal do coletor e uma representação esquemática dos componentes do coletor são mostrados nas Figuras 14 e 15.

Figura 14: Módulo de uma estrutura de treliça espacial da Eurotrough



Fonte: Adaptado de BINE (2013).

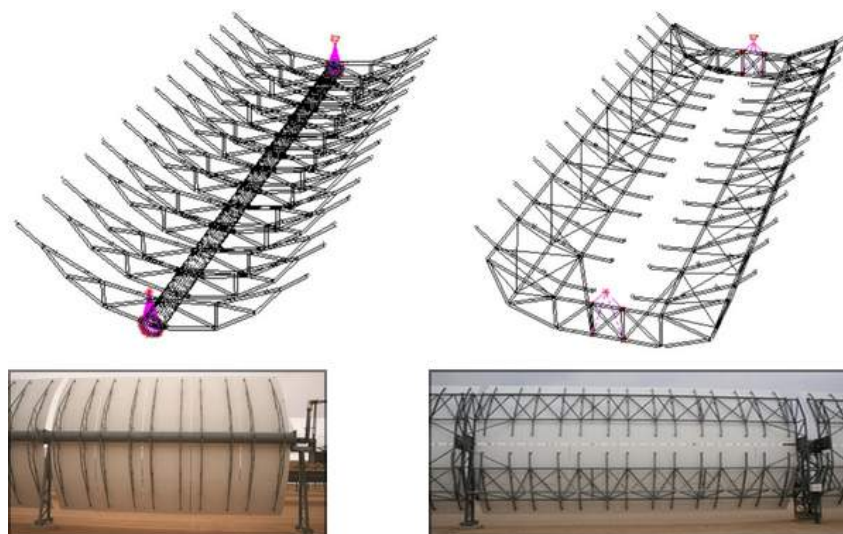
Figura 15: Elementos estruturais do módulo da Eurotrough: (a) Estrutura frontal e posterior para montagem nos pilares, (b) Estrutura de treliça espacial, (c) Suporte do receptor, (d) Braços transversais, (e) Faceta do espelho



Fonte: Adaptado de Geyer et al. (2002).

Como já dito anteriormente, uma das primeira empresas a desenvolver os coletores cilíndricos parabólicos foi a indústria LUZ e ela desenvolveu diferentes tipos de coletores o LS-1, o LS-2 e o LS-3. O coletor LS-2 foi elaborado com um tubo de torção e vários braços transversais, o coletor LS-3 foi baseado em uma estrutura de treliça espacial, que a LUZ afirma ser mais resistente a dobra e torção (GUENTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011). Esse dois modelos estão representados na Figura 16.

Figura 16: Projeto dos coletores LS-2 e LS-3 da indústria LUZ



Fontes: Energy.gov (2013c), Guenther, Joemann e Csambor (2011).

A ENEA, Agência Nacional Italiana de Novas Tecnologias, Energia e Desenvol-

vimento de Economia Sustentável, junto com indústrias parceiras, projetou o primeiro coletor que utiliza sal como fluido de transferência de calor, esse coletor tem um tubo de torção, ao invés de uma estrutura de treliça espacial, juntamente com braços transversais em forma de parábola como o suporte dos espelhos (Figura 17).

Figura 17: Coletor parabólico da ENEA

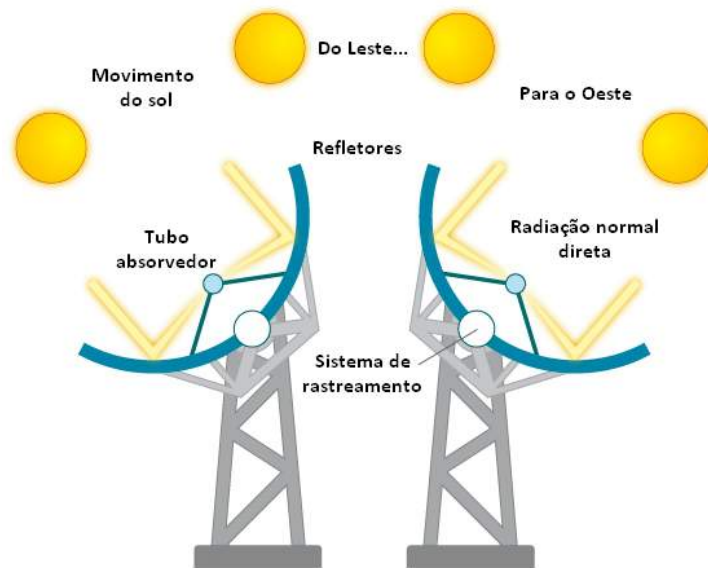


Fonte: Guenther, Joemann e Csambor (2011).

2.3.2 Sistema de rastreamento solar

Como qualquer outro tipo de concentrador em um sistema de CSP, as calhas parabólicas tem que seguir o sol a fim de alcançar uma concentração contínua da radiação solar direta. Normalmente esse sistema possui um alinhamento Norte-Sul e faz o acompanhamento do sol de acordo com que ele se move de Leste para Oeste para maximizar a coleta de energia (GUENTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011). Uma ideia geral do sistema de rastreamento do coletor cilíndrico parabólico é representado na Figura 18.

Figura 18: Rastreamento de eixo simples do coletor cilíndrico parabólico



Fonte: Adaptado de Martin (2011).

O movimento do coletor é realizado através de uma unidade de acionamento que move um conjunto de coletores, que estão conectados em fileiras que podem ser bem longas. O coletor da Eurotrough atinge 150 m e o novo coletor da Heliotrough atinge 191 m, então a unidade de acionamento tem que ser forte o suficiente para mover longos conjuntos de coletores e mantê-los na posição correta até em condições de ventos fortes.

Mecanicamente, as unidades de acionamento podem ser feitas utilizando um sistema de redução com um motor elétrico ou motor hidráulico (Figura 19), como o do sistema do LS-2, ou um sistema de acionamento hidráulico (Figura 20), como os coletores da Eurotrough ou do LS-3. No caso do LS-3, o sistema de acionamento consiste em dois cilindros hidráulicos, que são controlados por duas válvulas, determinando a direção de rotação, dependendo da localização do coletor no campo solar, os cilindros podem ter tamanhos diferentes, coletores que estão na periferia precisam de cilindros mais fortes, e conseqüentemente maiores, do que os que estão no centro do campo solar, pois eles tem que suportar cargas de vento maiores (GUENTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

Figura 19: Esquerda: Sistema com redutor utilizando um motor elétrico; Direita: Sistema com redutor utilizando um motor hidráulico



Fontes: Perez (2010), Kearney (2007).

Figura 20: Esquerda: Sistema da Skyfuel que utiliza um atuador rotativo hidráulico; Direita: Sistema de atuação de duplo cilindros hidráulicos



Fontes: SkyFuel (2014), Garrido (2010).

O controle do sistema de rastreamento do coletor precisa de informações sobre a posição do sol, essas informações podem ser providenciadas de duas formas:

- A posição do sol pode ser calculada utilizando um algoritmo matemático preciso. A posição do eixo do coletor é comparada com a posição calculada do sol e uma possível diferença é corrigida pelo sistema de acionamento;
- A posição do sol pode ser medida por sensores que mandam um sinal para o controlador local que controla o motor elétrico ou os cilindros hidráulicos. Esse tipo de sistema precisa adicionalmente de um algoritmo de rastreamento solar simples para condições de tempo nublado e para iniciar e desligar.

Um controlador central registra as condições ambientais, tais como a velocidade do vento. Se ocorrerem condições de operação perigosas, todos os coletores vão para a posição de segurança, que é aproximadamente a posição vertical. Durante a noite os coletores também vão para a posição de segurança (GUENTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

2.3.3 Receptores

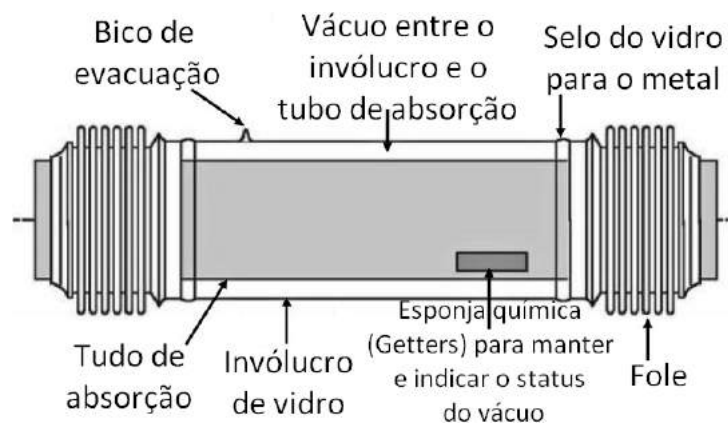
Receptores para plantas de energia de coletores cilíndricos parabólicos tem a função de converter a radiação que é projetada nela em calor e transportar o calor para a tubulação, que o conduz para outra etapa da planta, é muito importante que esse sistema tenha uma alta absorção de radiação e baixa perda de calor (Figura 21). Os elementos que compõem o receptor (PADILLA, 2011) estão representados na Figura 22.

Figura 21: Tubo absorvedor integrado a um coletor cilíndrico parabólico



Fonte: CSP Services (2014).

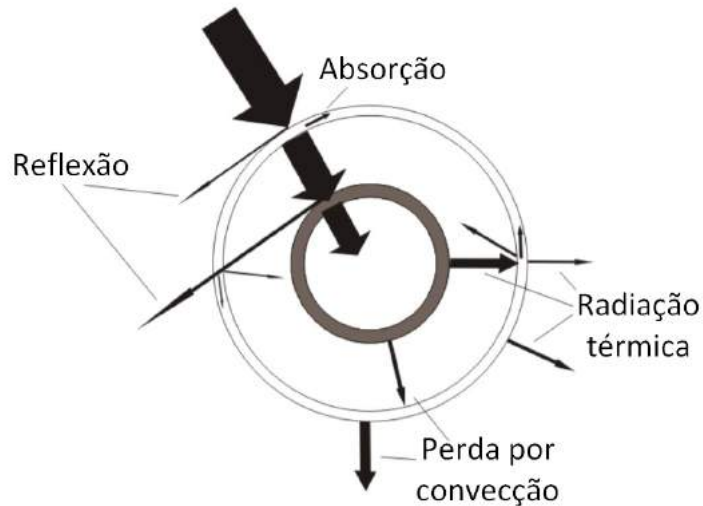
Figura 22: Estrutura de um receptor



Fonte: Adaptado de Roesle, Coskun e Steinfeld (2011).

O fluxo de energia no receptor é ilustrado na Figura 23. Existem perdas ópticas e térmicas que reduzem a energia utilizável em comparação ao fluxo de radiação que é projetado no receptor.

Figura 23: Fluxo de energia no receptor



Fonte: Guenther, Joemann e Csambor (2011).

Perdas ópticas são produzidas no tubo de vidro e também no tubo absorvedor. O tubo absorvedor tem uma transmissividade limitada e com isso parte da radiação é refletida e outra parte absorvida (PADILLA, 2011).

As perdas térmicas são geralmente por radiação térmica, convecção e condução de calor. Condução e convecção entre o tubo absorvedor quente e o tubo de vidro mais frio são reduzidas consideravelmente pelo vácuo. A perda térmica do receptor depende muito da diferença de temperatura entre o tubo absorvedor e o ar em torno do mesmo (GUENTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

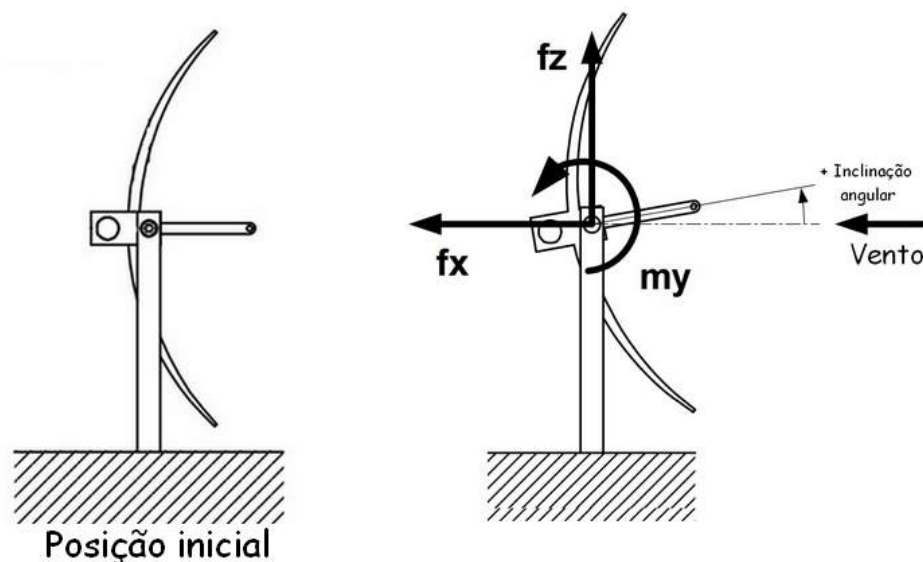
3 Projeto de sustentação e rastreamento do concentrador

O presente trabalho tem por intento dimensionar o sistema de suporte do coletor: pilares, mancais, rolamentos e chapas de fixação; e também selecionar o sistema mecânico do rastreador solar: redutor e motor elétrico.

3.1 Orientação do coletor solar

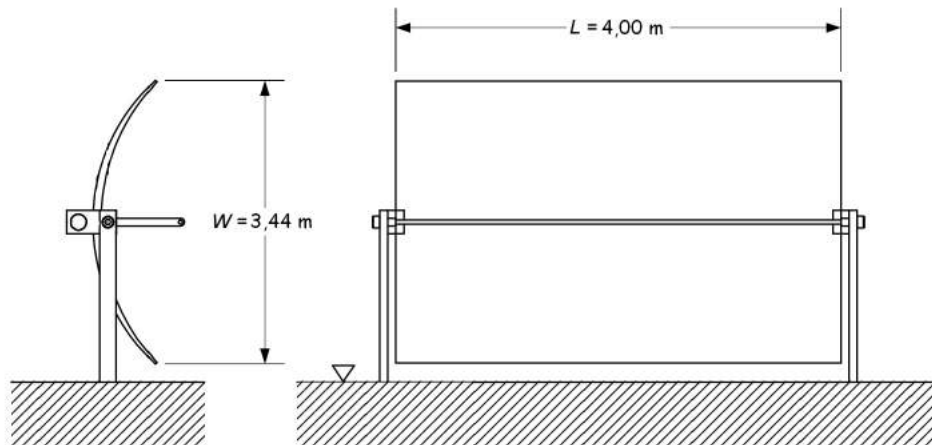
Os coletores solares de calha parabólica são normalmente projetados para seguir o sol por meio da rotação em torno de um eixo dimensional durante o dia. Por isso, as cargas de vento exercidas no mecanismo de acionamento variam dependendo da inclinação angular do coletor. O sentido positivo da inclinação angular (considerando o ponto inicial como o ângulo zero) e as cargas que atuam no sistema graças ao vento, são representados na Figura 24 e os valores das dimensões mais significantes para esse projeto são mostrados nas Figuras 25 e 26.

Figura 24: Definição do sistema de coordenadas



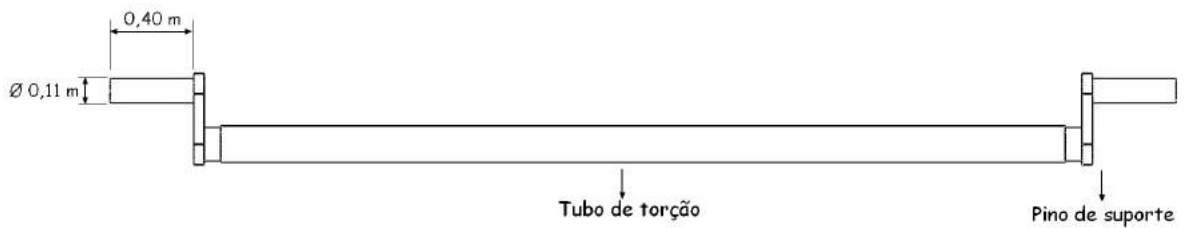
Fonte: Adaptado de Hosoya et al. (2008).

Figura 25: Dimensões principais do cilindro parabólico



Fonte: Adaptado de Hosoya et al. (2008).

Figura 26: Dimensões principais do pino de suporte



Fonte: Autora.

3.2 Cargas fixas

A única carga considerada fixa no sistema é a carga peso, que leva em consideração o peso de todos os componentes que os pilares sustentam.

Os valores de peso de cada elemento sustentado pelos pilares são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5: Peso dos componentes do coletor

Componente	Material	Peso (N)
Tubo de Torção	Aço	1026,18
Braço	Aço	3604,12
Suporte dos Espelhos	Aço	1533,04
Receptor	-	355,2
Apoios do Receptor	Aço	307,23
Espelhos	-	1472,35
Pinos	Aço	549,85
Suportes dos Pinos	Aço	532,01
Redutor	-	540
Motor Elétrico	-	125
Chapas de Fixação	Aço	35,1
Mancal de Rolamento	-	295

Fonte: Autora.

O peso total da estrutura é igual a 10375,08 N.

Para o projeto estrutural aqui apresentado, o aço 1020 foi selecionado para as chapas de fixação, os pilares de suporte e os parafusos. Essa escolha foi feita com o intuito de reduzir o custo do projeto, pois esse é um material comumente usado para fabricação desses elementos e é de fácil usinagem. As propriedades mecânicas desse material estão listadas na Tabela 6.

Tabela 6: Propriedade do Aço 1020

Material	Massa específica (kg m ⁻³)	Módulo de elasticidade (GPa)	Tensão de escoamento (MPa)	Tensão de cisalhamento (MPa)
Aço	7860	205	210	125

Fonte: Beer e Johnston (1992).

3.3 Cargas variáveis

As cargas aerodinâmicas são caracterizadas em termos de coeficientes adimensionais. De acordo com Hosoya et al. (2008), as equações que definem a força horizontal f_x , a força vertical f_z e o torque m_y , gerados pelo vento, são, respectivamente:

$$f_x = C_{f_x} q L W \quad (3.1)$$

$$f_z = C_{fz}qLW \quad (3.2)$$

$$m_y = C_{my}qLW^2 \quad (3.3)$$

O comprimento L e a abertura da parábola W estão representados na Figura 25. A pressão dinâmica média de referência q no coletor solar é dada por:

$$q = \frac{1}{2}\rho\bar{V}^2 \quad (3.4)$$

Onde \bar{V} é a velocidade média do vento e ρ é a densidade do ar.

Os coeficientes adimensionais C_{fx} , C_{fz} e C_{my} foram selecionados do artigo Hosoya et al. (2008) para o caso desse projeto e eles estão representados na Tabela 7.

Tabela 7: Coeficientes em função da inclinação angular do coletor

Inclinação angular (°)	C_{fx}	C_{fz}	C_{my}
0	1707	0.011	0.070
15	1747	-0.502	-0.022
30	1.62	-1035	-0.057
45	1328	-1568	-0.113
60	0.75	-1454	-0.051
75	0.428	-0.643	0.163
90	0.302	0.36	0.2
105	0.423	0.508	0.184
120	0.47	0.15	0.190
135	0.687	0.264	0.198
150	1008	0.368	0.122
165	1221	0.271	0.036
180	1268	0.06	0.04

Fonte: Hosoya et al. (2008).

Conforme mostra a Tabela 7, percebe-se que os coeficientes de arrasto da calha variam conforme sua posição em relação ao vento.

3.3.1 Cargas variáveis para o sistema de suporte

A ação do vento sobre os concentradores parabólicos pode ser definida como um carregamento variável. A Norma ABNT (1988) estabelece a velocidade média do vento

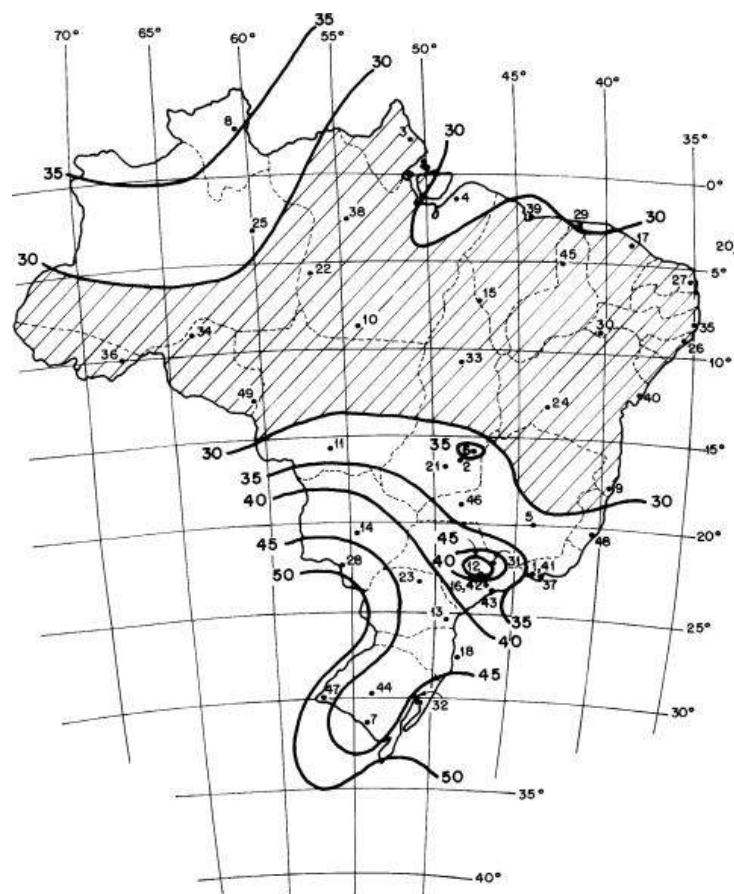
para fins de projetos de edificações.¹

A velocidade usada para projetar o sistema de suporte é a velocidade característica do vento determinada a partir da Norma ABNT (1988), essa velocidade é calculada pela equação:

$$V_k = V_0 S_1 S_2 S_3 \quad (3.5)$$

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. Essa velocidade varia de acordo com a localidade e ela é determinada de acordo com a Figura 27.

Figura 27: 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

¹ 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

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.

As cargas máximas que atuam no sistema de suporte dependem da posição do coletor em relação ao vento, ou seja, depende dos valores dos coeficientes. Após uma análise dos valores da Tabela 7, a posição que gera maiores cargas é a de 15° . Para essa posição e considerando a velocidade básica do vento igual a 35 m/s em Macaé de acordo com a Figura 27, tem-se que as cargas que atuam na estrutura de suporte são $f_x = 14460,56$ N, $f_z = 17073,91$ N e $m_y = 2015,21$ N m.

3.3.2 Cargas variáveis para o sistema de rastreamento

O eixo de rotação do CSP sendo no centro de gravidade vai fazer com que o torque de rotação só leve em consideração a força do vento, já que o somatório dos momentos gerados pela força peso será nula, pois o sistema esta em equilíbrio.

Para o projeto do sistema de movimentação da calha parabólica é importante definir qual a velocidade de vento limite que o sistema mecânico precisa resistir. Como comentado anteriormente a estrutura do CSP é projetada para ventos de 33 m/s, porém o sistema de rastreamento não precisa funcionar com essa velocidade de vento. A velocidade usada para projetar o sistema de movimento é a velocidade de projeto determinada a partir da Norma ABNT (1988), essa velocidade é calculada pela equação:

$$\bar{V}_p = 0,69V_0S_1S_3 \quad (3.6)$$

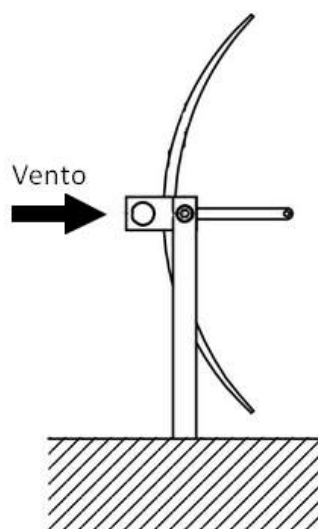
A velocidade de projeto \bar{V}_p , correspondente à velocidade média durante 10 min a 10 m de altura sobre o solo, e consiste na multiplicação da constante de 0,69, pela velocidade básica do vento e pelos fatores S_1 e S_3 .

O torque é a única carga gerada pelo vento que tem que ser "vencida" pelo sistema de rastreamento, em função disso o coeficiente adimensional selecionado tem que ser o que gere o maior torque. De acordo com a Tabela 7 a posição que tem o maior C_{my} é a de 90° , nessa posição e com a velocidade média do vento igual a 24,15 m/s o torque resultante é $m_y = 3566,75$ N m.

O sistema foi projetado para suportar uma velocidade de vento de até 24 m/s, mas por questões de segurança e perda de eficiência do sistema, ele trabalha com vento de até 18 m/s, essa velocidade foi determinada para que o sistema tenha uma margem de

segurança de trabalho, mas que ainda assim possa funcionar na maior parte do ano, pois velocidades acima de 18 m/s são raras nessa região do país. Para velocidades maiores que 18 m/s o sistema vai movimentar a calha até a posição de segurança que é a que resulta em uma menor torque e conseqüentemente tem os menores valores de coeficiente de arrasto. A posição de segurança é a de inclinação angular igual a 180° , com o vento vindo por trás do cilindro parabólico, como representado na Figura 28.

Figura 28: Posição de segurança



Fonte: Hosoya et al. (2008).

O sistema é projetado para velocidade maiores do que a de trabalho, porque em situações extremas ele tem que ter a capacidade de levar o coletor lentamente para a posição de segurança.

3.4 Sistema mecânico do rastreador solar

Para o sistema de movimento do rastreador solar optou-se pelo uso de um sistema de redutor com motor elétrico, pois esse conjunto oferece uma baixa manutenção, alta precisão e baixo consumo de energia elétrica, que é um fator muito importante para um projeto que tem como objetivo gerar energia elétrica.

3.4.1 Redutor

Redutores de velocidade são dispositivos mecânicos geralmente usados para dois propósitos. A primeira função é a de multiplicar a quantidade de torque gerado pelo motor elétrico para aumentar a quantidade de trabalho utilizável. Ele também faz a redução da velocidade de entrada desse motor para poder se atingir a velocidade de saída desejada.

O torque em situações extremas é alto e o sistema tem que ser capaz de, mesmo nessas situações, se movimentar lentamente e com precisão.

Por ser necessário uma grande relação de redução, o tipo de redutor escolhido foi o redutor de coroa e rosca sem-fim (Figura 29).

Figura 29: Redutor de coroa e rosca sem-fim

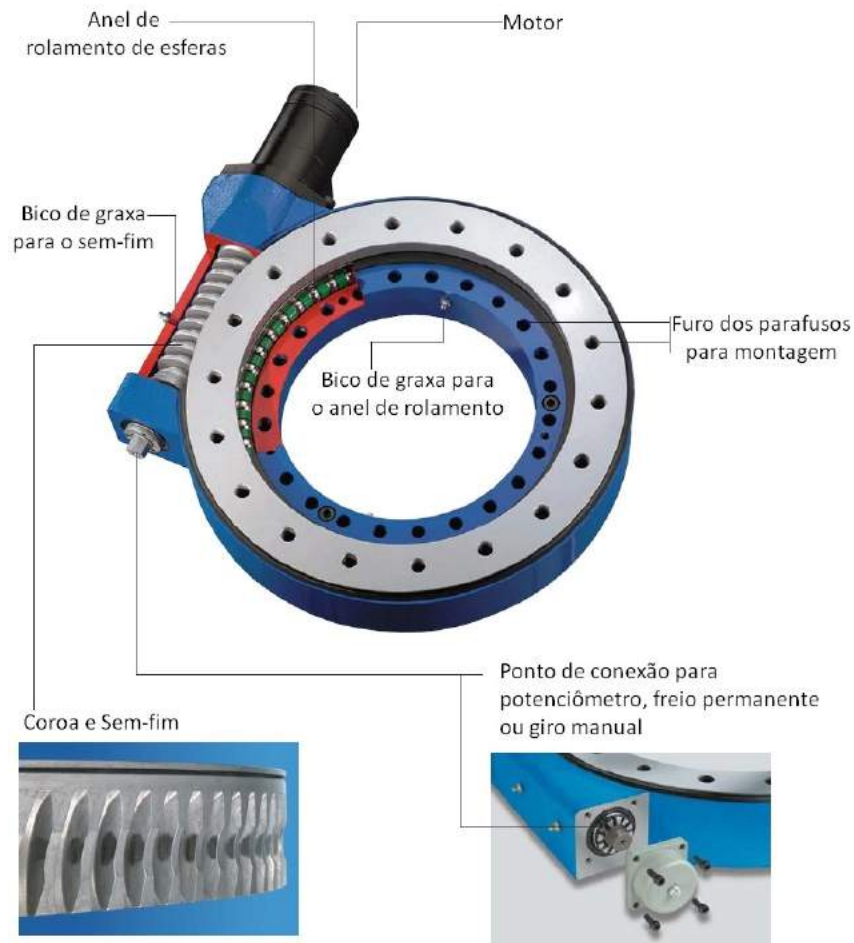


Fonte: F. H. Transmisiones (2016).

Essa relação de coroa e rosca sem-fim tem uma propriedade muito útil, o sem-fim pode rotacionar facilmente a coroa, mas a coroa não consegue rotacionar o sem-fim. Isso ocorre quando o ângulo de inclinação do sem-fim for menor que 5° .

Os fatores que foram considerados para a seleção do redutor foram: o diâmetro do pino de suporte (Figura 26); o torque máximo de 3566,75 N m gerado pelo vento; e a relação de transmissão do redutor, que precisa ser alta para multiplicar o torque gerado pelo motor e reduzir a velocidade do mesmo. Com essas considerações o redutor WD-LC 0223 (Figura 30) da IMO foi selecionado. O desenho técnico desse redutor está no Anexo A.

Figura 30: Redutor WD-LC 0223



Fonte: Adaptado de IMO (2016).

As especificações desse modelo de redutor estão representadas na Tabela 8.

Tabela 8: Especificações do redutor WD-LC 0223

Módulo (mm)	5
Número de entradas do sem-fim	1
Relação de transmissão	62
Torque máximo (Nm)	9303
Torque nominal (Nm)	4795
Capacidade de carga axial estática (kN)	297
Capacidade de carga radial estática (kN)	797
Capacidade de carga axial dinâmica (kN)	215
Capacidade de carga radial dinâmica (kN)	250
Peso (kg)	54

Fonte: Adaptado de IMO (2016).

3.4.2 Motor

O motor tem que atender requisitos para se adequar ao projeto: ter baixo consumo de energia, pois o objetivo final do sistema é a produção de energia elétrica, se o consumo de energia do motor for alta o sistema não vai ter uma boa eficiência; considerando a relação de transmissão do redutor, o motor tem que fornecer torque o suficiente para superar o torque máximo gerado pelo vento; ter baixa rotação, pois o acompanhamento do sol durante o dia é um processo lento e de reposicionamentos curtos.

O tipo de motor selecionado foi o motoredutor elétrico da SEW Eurodrive modelo SEW RF27DRS71S4BE05 (Figura 31), pois além de atender a todos os requisitos necessários, esse modelo é mais leve que outros tipos de motores, pois sua carcaça é feita de alumínio e o seu redutor acoplado fornece uma redução maior na velocidade de saída do motor e um aumento do seu torque, além disso, ele tem um sistema de freio embutido.

Figura 31: Motor SEW RF27DRS71S4BE05



Fonte: Adaptado de Sitap (2015).

O motor escolhido tem uma velocidade máxima de 1700 rpm com uma potência de 0,37 kW, o seu redutor tem uma relação de redução de 1:55 e as especificações do motoredutor estão representados conforme a Tabela 9.

Tabela 9: Especificações do motor SEW RF27DRS71S4BE05

Velocidade máx de saída do motor(rpm)	1700
Relação de transmissão	55,87
Torque de saída (Nm)	116
Potência do motor (kW)	0.37
Frequência do motor (Hz)	60
Voltagem do motor (V)	110/220
Corrente nominal (A)	1,92 até 3,85
Corrente de partida (A)	4.2

Fonte: Adaptado de Sew Eurodrive (2016).

É possível saber quantos % equivale o consumo do motor em relação a produção total do sistema. Considerando que a produção total é de 5 kW e que a potência do motor é de 0,37 kW, podemos concluir que, aplicando uma regra de três simples, o consumo do motor equivale a 7,4% do total produzido.

3.4.3 Velocidade do sistema

Com o motoredutor e o redutor selecionados é possível determinar a velocidade máxima de movimentação do sistema. Como o motoredutor tem uma relação de transmissão igual a 55,87, considerando a velocidade máxima de saída do motor, a velocidade de saída máxima do motoredutor é igual a, aproximadamente, 30 rpm (Equação 3.7). A velocidade de movimentação máxima do sistema é igual a 0,48 rpm, pois a relação de transmissão do redutor da IMO é igual a 62 (Equação 3.8).

$$V_{motoredutor} = \frac{1700}{55,87} = 30,42 \quad (3.7)$$

$$V_{sistema} = \frac{30}{62} = 0,48 \quad (3.8)$$

A velocidade de rastreamento pode ser controlada através de um sistema de regulação da velocidade de saída do motor. Considerando que o tempo entre o nascer e por do sol dure por volta de 13h por dia e que o sistema de rastreamento se movimenta de 0° até 180° cada dia, para fazer o rastreamento solar, é possível fazer uma estimativa da velocidade de rastreamento do sistema. Considerando que 180° equivale a 0,5 rotação, a velocidade de rastreamento pode ser calculada com a Equação 3.9.

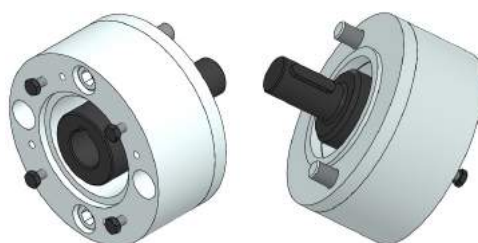
$$V_{rastreamento}(rpm) = \frac{0,5(rotação)}{13(hora) \times 60} \quad (3.9)$$

A partir desse cálculo, a velocidade de rastreamento é aproximadamente 0,0007 rpm. Para atingir essa velocidade o motor tem que fornecer uma velocidade de saída igual a 2,5 rpm.

3.4.4 Montagem do sistema - Motor e Redutor

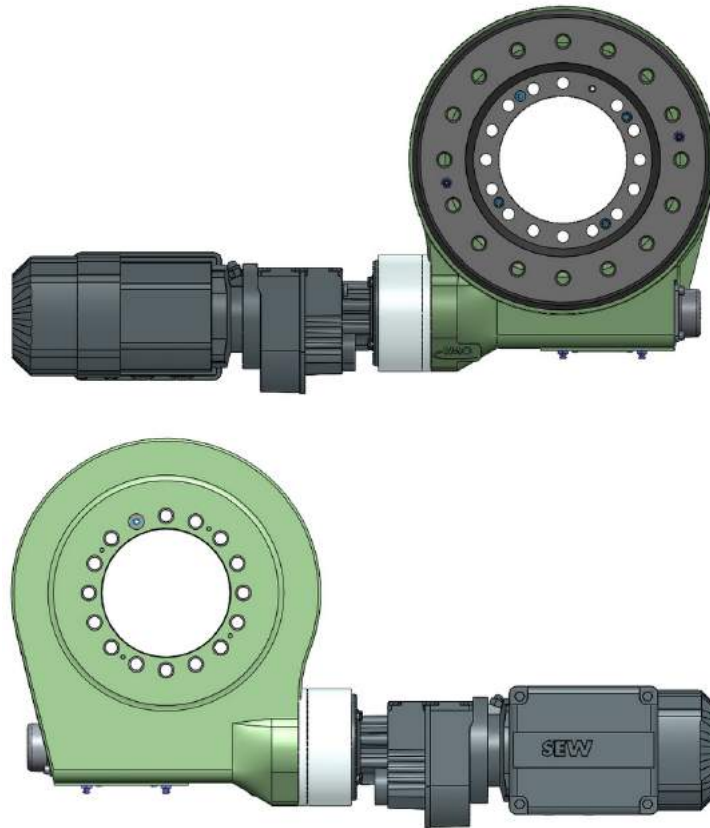
Para a conexão do motor no redutor é necessário a utilização de um adaptador que é fornecido pelo mesma empresa que proporciona o redutor, a IMO. O adaptador é mostrado na Figura 32 e a montagem do sistema está representada na Figura 33.

Figura 32: Adaptador para conexão motor/redutor



Fonte: Sew Eurodrive (2016).

Figura 33: Montagem motor/redutor



Fonte: Sew Eurodrive (2016).

3.5 Sistema de suporte

É necessário fazer uma análise estrutural considerando a posição dos elementos na estrutura, para assim determinar a forma, tamanho e a resistência requerida de cada elemento estrutural.

3.5.1 Pilares de suporte

Para o dimensionamento dos pilares, foi levado em consideração as diferentes cargas que atuam sobre ele.

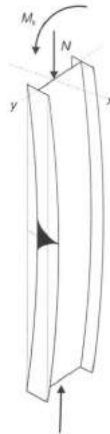
A força vertical resultante da ação do vento e o peso da estrutura exercem nos pilares uma carga de compressão. Além disso o vento também gera um força horizontal no sistema aplicada no topo do pilar. O motor do sistema de rastreamento exerce um torque na estrutura que gera um momento também aplicado no topo do pilar. Com isso é possível concluir que o pilar está sob flexocompressão.

Pilares dimensionados à flexocompressão são denominados vigas-colunas. O momento fletor e o esforço normal foram levados em conta para o dimensionamento dos pila-

res, fazendo-se também a verificação da flambagem sob efeito dessas solicitações (PFEIL; PFEIL, 2009).

O comportamento de vigas-colunas, em que a viga de perfil I está sob compressão N e momento M é mostrado na Figura 34.

Figura 34: Comportamento de vigas-colunas



Fonte: Pfeil e Pfeil (2009).

Para assegurar a resistência das seções, aplica-se o princípio de superposição a fim de combinar as tensões de esforço normal e do momento fletor. Com isso a Equação 3.10 é usada para encontrar a tensão de serviço do pilar.

$$\sigma_c + \sigma_f = \frac{N}{A} + \frac{My}{I_{xx}} = \sigma_y \quad (3.10)$$

σ_c = Tensão de compressão (Pa)

σ_f = Tensão de flexão (Pa)

N = Esforço normal (N)

A = Área da seção transversal do pilar (m^2)

M = Momento fletor (N m)

y = Distância até o eixo neutro (m)

I_{xx} = Momento de inércia (m^4)

σ_y = Tensão de serviço (Pa)

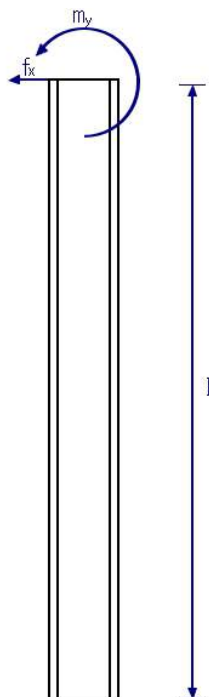
O esforço normal, N , é consequência da soma do peso da estrutura mais a resultante da força gerada pelo vento na vertical, f_z , divididos por dois, pois são dois pilares. O momento fletor é representado pela Equação 3.11 e as cargas que geram esse momento no pilar estão representadas na Figura 35.

$$M = \frac{f_x l + m_y}{2} \quad (3.11)$$

l = Altura do pilar (m)

O momento é dividido por dois, pois são dois pilares e as cargas se dividem entre os dois.

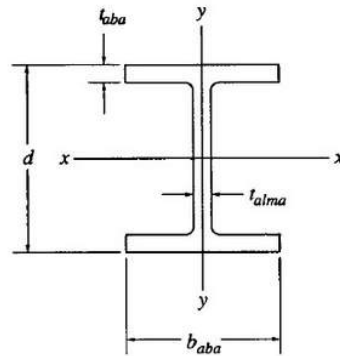
Figura 35: Cargas que geram momento no pilar



Fonte: Autora.

O perfil estrutural em I W200 x 36 foi o que melhor se adequou as condições de carregamento. As dimensões estão representadas na Figura 36 e os dados desse perfil são mostrados na Tabela 10.

Figura 36: Perfil viga I



Fonte: Hibbeler (2004).

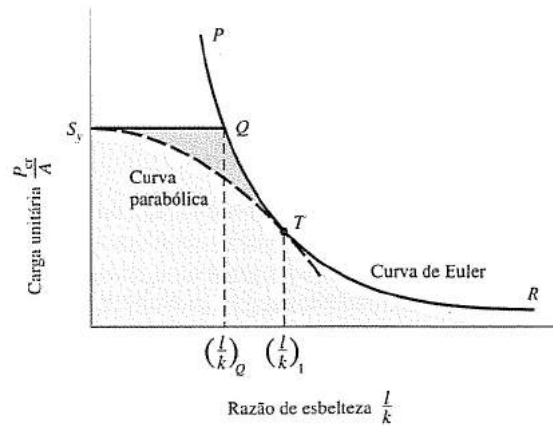
Tabela 10: Dados do perfil I W200 x 36

Perfil W200 x 36		
Propriedade	Valor	Unidade
Altura do perfil, d	0.201	m
Largura da aba, b_{aba}	0.165	m
Espessura da alma, t_{alma}	$6,2 \times 10^{-3}$	m
Espessura da aba, t_{aba}	$1,02 \times 10^{-2}$	m
Momento de inércia, I_{xx}	3.44×10^{-5}	m^4
Momento de inércia, I_{yy}	7.64×10^{-6}	m^4

Fonte: Hibbeler (2004).

Para esse perfil de viga o limite de resistência é igual a 48,172 MPa. A tensão de serviço tem que ser comparado com a tensão crítica do pilar. A carga crítica é a maior carga axial que uma barra pode resistir antes de sofrer flambagem. De acordo com Shigley, Mischke e Budynas (2004), antes de se utilizar a fórmula de Euler para determinar a carga crítica, é necessário comparar a razão de esbeltez (l/k), com uma razão de esbeltez $(l/k)_1$ de um ponto aleatório T da curva de Euler, como mostra a Figura 37.

Figura 37: Curva de Euler



Fonte: Shigley, Mischke e Budynas (2004).

Onde k é determinado pela Equação 3.12.

$$k = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}} \quad (3.12)$$

I_{yy} = Momento de inércia (m^4)

A razão de esbelteza, $(l/k)_1$, é obtida através da Equação 3.13

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 CE}{S_y}\right)^{1/2} \quad (3.13)$$

C = Constante de condição de extremidade

E = Módulo de elasticidade (Pa)

S_y = Resistência ao escoamento do material (Pa)

A constante C é igual a 1, pois a viga tem uma extremidade fixa e outra livre. Substituindo nas fórmulas, encontrou-se que $(l/k) = 48,9$ e $(l/k)_1 = 69,4$, por (l/k) ser menor que $(l/k)_1$ não se pode usar a fórmula de Euler. Para esses casos Shigley, Mischke e Budynas (2004) fornece a Equação 3.14 para determinar a carga crítica e a tensão crítica.

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \left(\frac{S_y l}{2\pi k}\right)^2 \frac{1}{CE} \quad (3.14)$$

P_{cr} = Carga crítica (N)

Através dessa equação obtemos de $P_{cr} = 721,37$ kN e a tensão crítica (P_{cr}/A) é igual a 157,848 MPa.

Como a tensão de serviço é menor do que a tensão crítica pode-se concluir que os pilares estão dentro das restrições de projeto.

3.5.2 Mancais de rolamento

O catálogo da empresa NSK foi usado para fazer a seleção dos mancais de rolamentos dos pinos de suporte, para o apoio do concentrados nos pilares. Esse catálogo fornece informações de aplicações, cálculos para seleção do tipo e da devida dimensão dos rolamentos oferecidos por essa empresa.

O rolamento adotado foi o autocompensador de rolos 22222 (Figura 38), pois esse tipo de rolamento suporta grandes cargas radiais, tem o diâmetro interno de 0,11 m igual o diâmetro do pino que ele será acoplado, é um modelo de rolamento comum no mercado, comparado aos outros modelos com esse mesmo diâmetro interno, e pode ser usado em mancais. As cargas radiais que atuam nos mancais de rolamento provêm do peso do sistema e das cargas geradas pelo vento e as cargas axiais são insignificantes.

Figura 38: Rolamento autocompensador de rolos 22222



Fonte: FG (2016).

Com o rolamento selecionado, é preciso determinar a capacidade de carga que o rolamento deve suportar utilizando a Equação 3.15.

$$C_0 = P_0 \left(\frac{L_h 60n}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} \quad (3.15)$$

C_0 = Capacidade de carga (N)

P_0 = Carga equivalente (N)

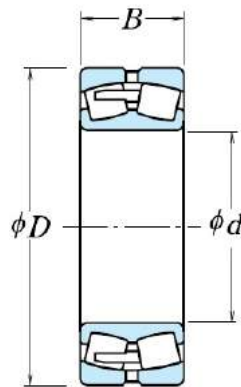
L_h = Vida útil (h)

n = Rotação de projeto (rpm)

Como determinado no item 3.4.3, a rotação máxima do sistema é de 0,48 rpm, por isso pode-se considerar que a carga equivalente do sistema é somente estática. A força radial resultante é igual a 30,156 kN, mas a carga equivalente é a carga que atua em cada mancal e como são dois rolamentos essa carga é dividida por dois, tem-se então que $P_0 = 15,078\text{kN}$. Considerando uma vida útil de projeto de 20 anos, a capacidade de carga que deve ser suportada pelo rolamento é igual a 24,503 kN.

O catálogo mostra a capacidade de carga para cada tipo de rolamento em relação com as dimensões do mesmo, agora é preciso compara o valor calculado de carga com o valor tabelado para o rolamento 22222 e ver se esse suporta a carga calculada. Os valores de carga e dimensões desse rolamento são mostrados na Tabela 11 e as dimensões estão representadas na Figura 39.

Figura 39: Representação das dimensões do rolamento autocompensador de rolos



Fonte: NSK (2013).

Tabela 11: Dados do rolamento autocompensador de rolos 22222

Dimensões (mm)			Capacidade de carga (N)	Número do rolamento
d	D	B	C_0	
110	200	53	645.000	22222

Fonte: Adaptado de NSK (2013).

Conforme a Tabela 11, o valor de carga do rolamento selecionado supera o valor calculado, o que o torna adequado para o sistema. Para verificar que o rolamento escolhido é adequado, é necessário calcular o fator de segurança através da Fórmula 3.16.

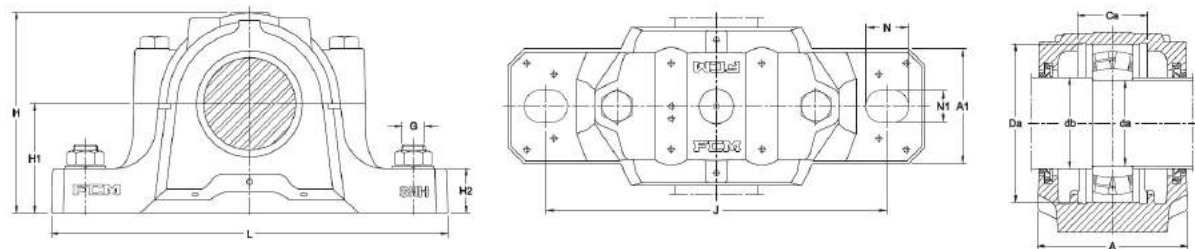
$$FS = \frac{C_0}{P_0} \quad (3.16)$$

O fator de segurança obtido para esse rolamento foi de 42, o que está dentro da faixa permissível para rolamentos autocompensadores de rolos em operação normal, na qual o valor de segurança deve ser maior que 4, de acordo com as especificações do catálogo.

Essa seleção super dimensionada do rolamento é em função do diâmetro do pino de suporte que não pode ser diminuído, porque isso pode comprometer a estrutura do sistema.

O mancal selecionado para acomodar o rolamento é o modelo caixa SNH 222 da FCM. Os valores das dimensões se encontram na Tabela 12 e estão representadas na Figura 40.

Figura 40: Representação das dimensões do mancal SNH 222



Fonte: FCM (2016).

Tabela 12: Dados do mancal SNH 222

Diâmetro do eixo (mm)	Dimensões da caixa (mm)														
	d_a	d_b	A	A_1	B_a	C_a	D_a	H	H_1	H_2	J	L	N	N_1	G
110	125	175	120	58	80	200	239	125	45	350	410	32	26	M24	

Fonte: Adaptado de FCM (2016).

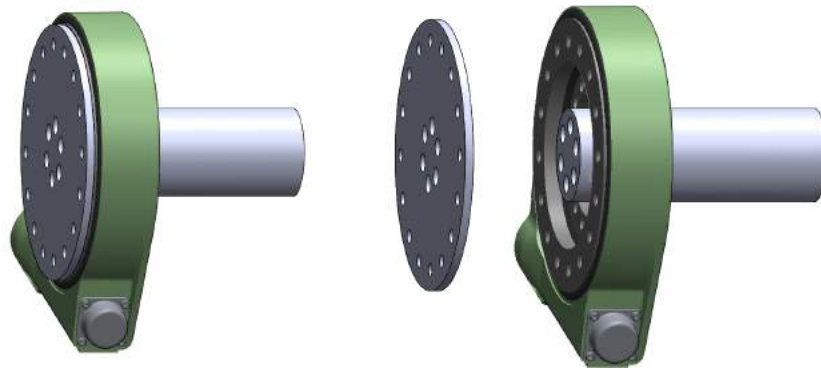
3.5.3 Chapas de apoio e união e elementos de fixação

O coletor, o sistema de rastreamento e os pilares de suporte precisam de um intermediário para fazer a interligação de um sistema com o outro. Nesse tópico serão dimensionadas as chapas que farão o papel desse sistema intermediário e os parafusos de fixação dessas chapas.

3.5.3.1 Flange de união redutor/pino de suporte

Para realizar a transmissão de movimento, o redutor precisa se conectar ao pino. Um flange foi dimensionado para fazer essa conexão, como mostra a Figura 41 com a vista explodida do sistema pino/flange/redutor, as dimensões e vistas do flange estão no Apêndice C.

Figura 41: Flange de conexão



Fonte: Autora.

Para a determinar se o flange está bem dimensionado é necessário calcular a tensão de cisalhamento que atua no raio de ação do flange. Essa tensão é calculada usando a Equação 3.17

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3.17)$$

τ = Tensão de cisalhamento (Pa)

F = Força que atua no sistema (N)

A = Área de ação (m^2)

A área de ação para esse caso é determinada pela Equação 3.18.

$$A = 2\pi r e \quad (3.18)$$

r = Raio de ação (m)

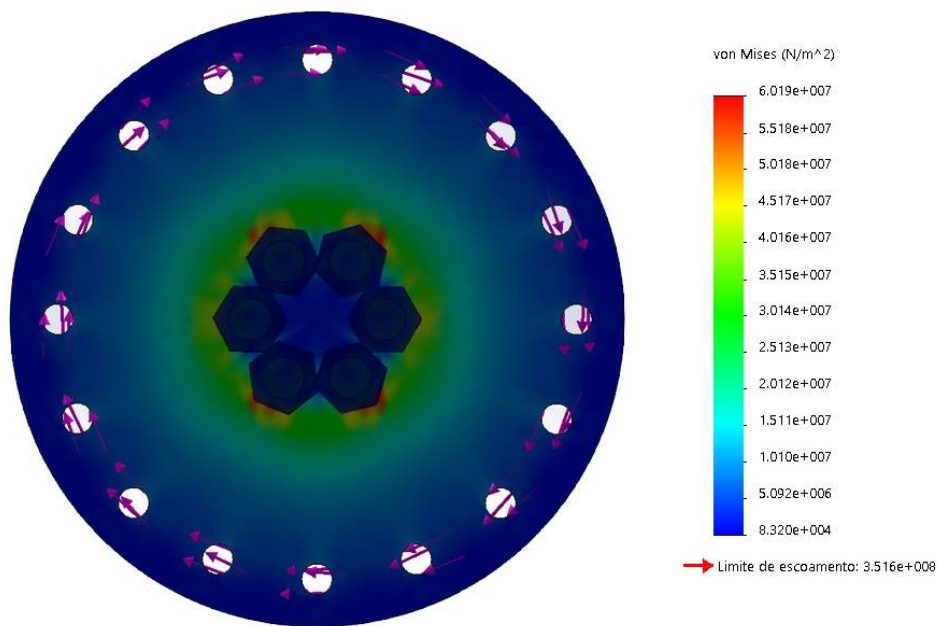
e = Espessura da chapa (m)

A força que atua nesse sistema é o torque gerado pelo vento dividido pelo raio de ação, resultando em $F = 102,285\text{kN}$. O raio de ação é a distância do centro do flange até o centro dos furos mais próximos do centro, no caso os furos dos parafusos de fixação no pino, e esse raio é igual a 0,035 m. A espessura da chapa é de 0,01 m. Substituindo esses valores nas fórmulas, o maior valor de tensão atuante no flange é de 46,512 MPa.

O valor de tensão de cisalhamento calculada é menor do que a tensão de cisalhamento do material, que é de 125 MPa, com isso é possível concluir que o flange está bem dimensionado.

Uma simulação computacional no SolidWorks foi realizada com o intento de confrontar os resultados dos esforços no flange e relatar as tensões resultantes. A Figura 42 mostra o resultado obtido e com ele é possível ver que flange suporta as cargas, pois nenhum ponto teve uma tensão acima da de escoamento.

Figura 42: Simulação de cargas no flange utilizando o software SolidWorks



Fonte: Autora.

Os furos externos são para fixação no redutor e os parafusos são os selecionados pelo fabricante do redutor. Já os furos internos, são para os parafusos de fixação do eixo e eles tiveram que ser dimensionados para o projeto.

Os parafusos selecionados foram o tipo M22 e os cálculos seguintes são para determinar qual a carga suportada por cada parafuso. O primeiro cálculo é para descobrir a carga que o parafuso suporta até ocorrer o cisalhamento, a força em função da tensão de cisalhamento é dada pela Equação 3.19

$$F_p = \tau A \quad (3.19)$$

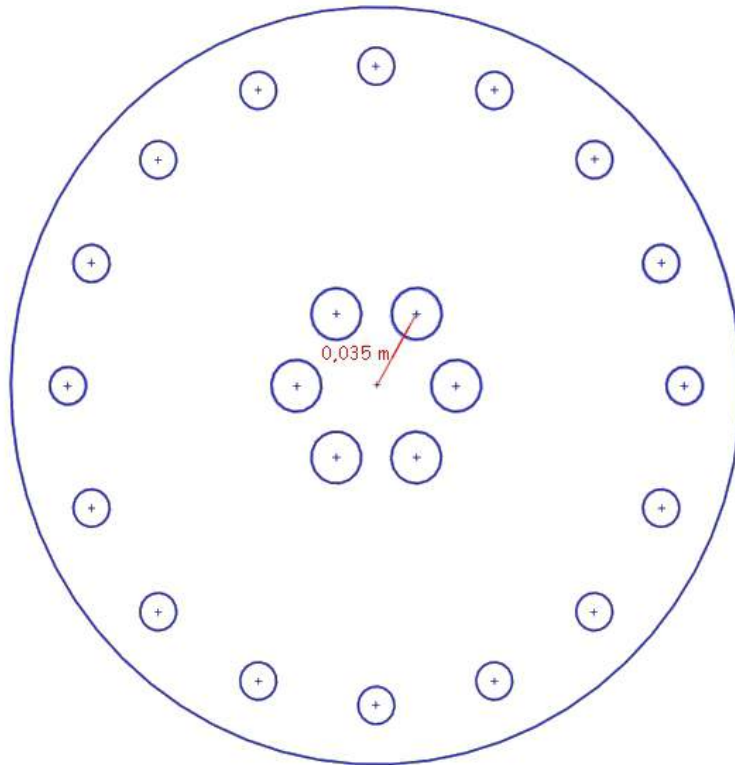
F_p = Carga suportada por cada parafuso (N)

A = Área da secção transversal do parafuso (m²)

A área da secção transversal do M22 é igual a $0,00038 \text{ m}^2$, então a carga suportada por cada parafuso é igual a $47,50 \text{ kN}$.

Para determinar o torque suportado por cada parafuso e comparar com o torque que atua neles, é necessário multiplicar o valor de carga encontrado, pela distância do centro do parafuso interno até o centro do flange, como mostra a Figura 43.

Figura 43: Distância do centro do parafuso interno até o centro do flange



Fonte: Autora.

Fazendo essa multiplicação, obtém-se o valor de torque igual a $1,662 \text{ kN m}$. Como são seis parafusos o valor encontrado deve ser multiplicado por 6, resultando em um torque de $9,975 \text{ kN m}$.

Como já mencionado anteriormente, o torque que atua no sistema é igual a $3,580 \text{ kN m}$, ou seja, os seis parafusos suportam essa carga.

O parafuso pode falhar por esmagamento antes de falhar por cisalhamento, então é necessário calcular a carga e o torque suportados por cada parafuso também. A Equação 3.17 é usada para determinar essa carga, mas a tensão usada será a de escoamento do material e a área é calculada pela Equação 3.20

$$A = ed \quad (3.20)$$

d = Diâmetro do parafuso (m)

O diâmetro do parafuso é igual a 0,022 m, substituindo todos os valores na equação de tensão, o valor encontrado, que cada parafuso suporta, é igual a 46,20 kN. Multiplicando pela distância do centro do parafuso externo até o parafuso interno para encontrar o torque, tem-se o resultado igual a 1,617 kN m. Para determinar quanto os seis parafusos suportam, multiplica-se o valor de torque encontrado por seis, resultando em um torque de 9,702 kN m.

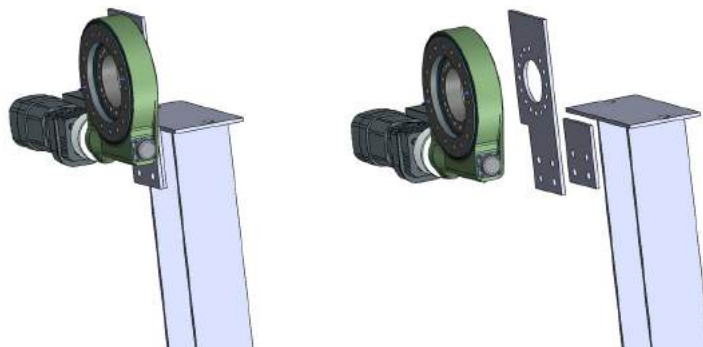
Com isso é possível concluir que os parafusos falham por esmagamento antes de falharem por cisalhamento, mas eles suportam a carga que está atuando neles.

3.5.3.2 Chapas de fixação redutor/pilar de suporte

O redutor precisa ser fixado ao pilar, pois se ele estiver livre, ao invés de rotacionar ou manter parado o coletor, a sua carcaça externa, juntamente com o motor, vão rotacionar no lugar do coletor, em função de serem mais leves que a calha parabólica.

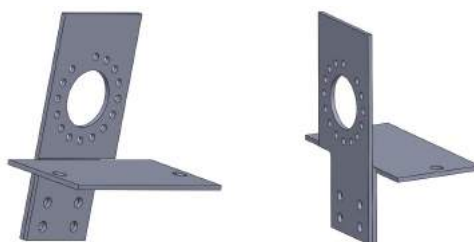
Chapas foram dimensionadas para fazer essa conexão entra o coletor e o pilar, como mostra a Figura 44 com a vista explodida do sistema redutor/chapas/pilar e a Figura 45 que mostra a disposição das chapas, as dimensões e vistas de cada chapa estão no Apêndice C.

Figura 44: Chapas de conexão redutor/pilar e vista explodida



Fonte: Autora.

Figura 45: Disposição das chapas de conexão redutor/pilar

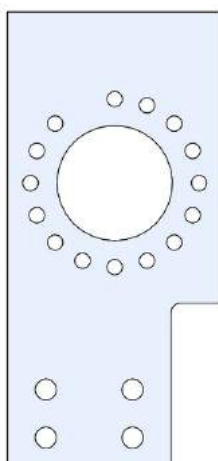


Fonte: Autora.

Da mesma forma que foi determinado que o flange resiste aos esforços que atuam nele, é preciso verificar se essas chapas estão bem dimensionadas.

Considerando primeiramente a chapa da Figura 46, vamos fazer o cálculo de tensão de cisalhamento para ela.

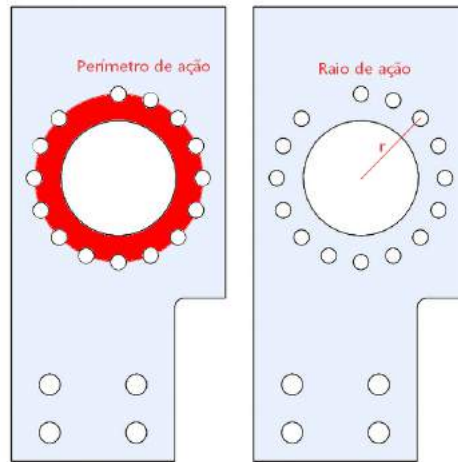
Figura 46: Chapa 1



Fonte: Autora.

A tensão de cisalhamento nessa chapa é calculada da mesma forma que a do flange, mas a área de ação precisa subtrair o furo de passagem do pino, a Figura 47 representa o perímetro que tem que ser multiplicada pela espessura de 0,01 m da chapa e o raio de ação dessa chapa.

Figura 47: Representação da área e do raio de ação

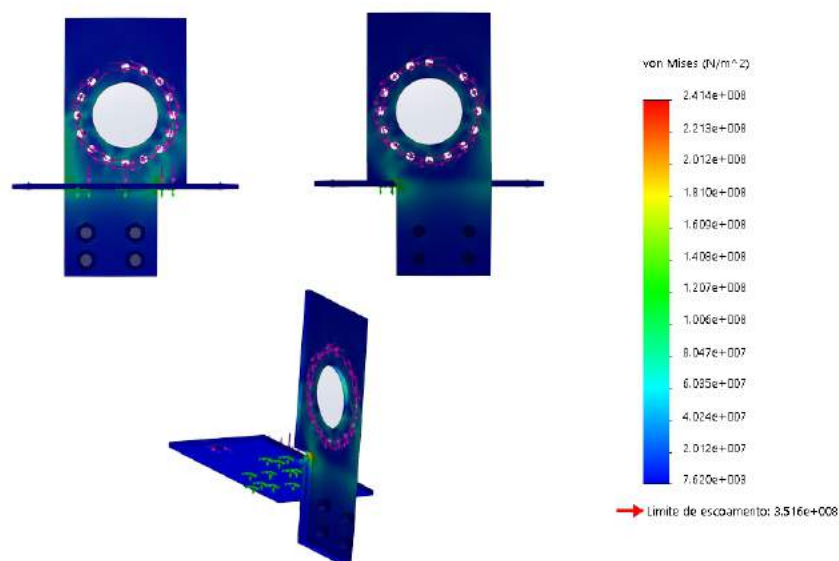


Fonte: Autora.

O valor da área é igual a $0,000355 \text{ m}^2$ e o do raio é igual $0,18 \text{ m}$. A carga que atua no sistema é igual a $19,889 \text{ kN}$ e a tensão de cisalhamento nessa chapa é de $56,025 \text{ MPa}$, menor do que a tensão de cisalhamento do material, então a chapa resiste.

Da mesma forma que foi feito no flange, as chapas de fixação do redutor com o pilar tiveram uma simulação feita no SolidWorks com as cargas sendo aplicadas nas mesmas. A Figura 48 mostra o resultado obtido e nele é possível ver que o sistema de fixação suporta as cargas, porque não teve nenhum ponto acima da tensão de escoamento.

Figura 48: Simulação das cargas nas chapas de fixação utilizando o software SolidWorks

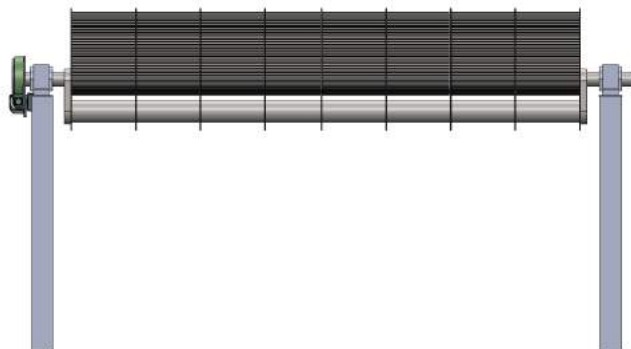


Fonte: Autora.

3.6 Sistema completo

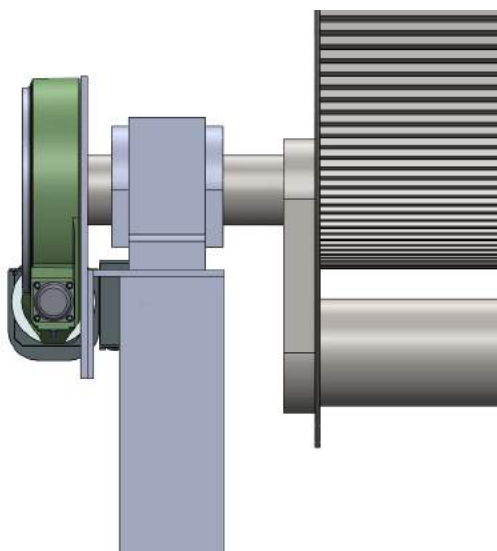
A montagem completa dos sistemas de rastreamento e de suporte está representada nas Figuras 49, 50 e 51. O desenho técnico desse sistema está melhor detalhado no Apêndice A.

Figura 49: Sistema completo montado



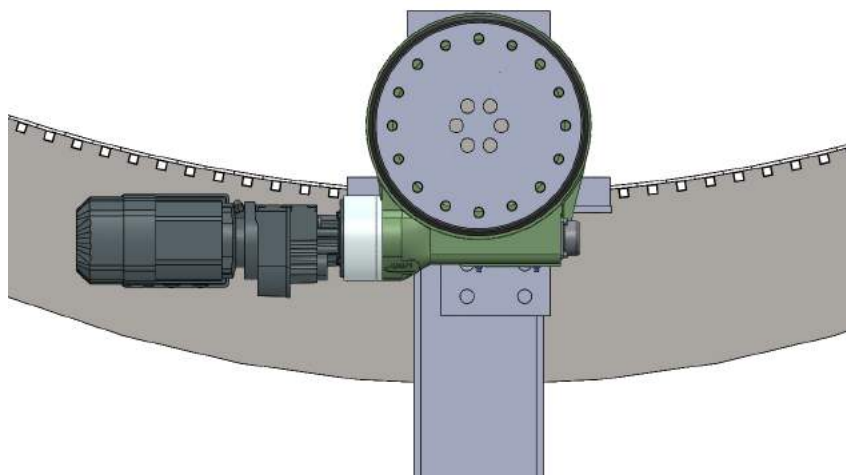
Fonte: Autora.

Figura 50: Sistema completo montado focando no rastreador - vista lateral



Fonte: Autora.

Figura 51: Sistema completo montado focando no rastreador - vista frontal



Fonte: Autora.

O posicionamento das chapas está mensurado no Apêndice B.

4 Considerações finais

4.1 Conclusão

O sistema mecânico do rastreador solar e os principais componentes de sustentação que compõem um coletor cilíndrico parabólico foram aqui estudados, evidenciando os resultados fundamentais de projeto e modelagem. Um dos objetivos desse trabalho era o projeto mecânico do rastreador solar para o coletor a ser construído no Campus da UFRJ Macaé, a primeira parte do projeto foi a seleção dos elementos que constituem esse sistema de acordo com os dados do projeto e do meio onde esse seria implementado. As especificações do redutor e do motor selecionados revelam qual a capacidade de cada um, para que assim pudesse se comprovar que eles são adequados para o projeto.

Outra proposta do trabalho foi o dimensionamento dos sistema de suporte e fixação do coletor, a primeira etapa desse dimensionamento foi projetar analiticamente as partes que iriam compor o coletor. Os cálculos mostraram as respostas de cada componente sob determinadas ações, para que, com esses resultados, se determinasse a melhor dimensão e posicionamento desses elementos.

As chapas de fixação resistem as cargas geradas pelo vento e pelo acionamento do redutor. Os pilares de suporte, juntamente com os rolamentos, são resistentes ao peso da estrutura e das cargas geradas pelo vento sobre esse coletor. Essas análises foram feitas de forma matemática e comprovadas com o programa de simulações do software SolidWorks, onde também foi feito o desenho do projeto.

O resultado deste trabalho encontra-se sob a forma de desenhos de conjunto e de peças. Os desenhos encontram-se no anexo ao final deste relatório.

4.2 Trabalhos futuros

Foi possível considerar propostas de continuação desse trabalho baseado nas conclusões obtidas nele.

Para o projeto do rastreador, faltam ainda o desenvolvimento do sistema de automação do rastreador solar e da realização de estudos para determinar a velocidade de rastreamento e a frequência e angulação de reposicionamento.

Para o sistema de sustentação é necessário o estudo do tipo de solda para fixação das chapas nos pilares de sustentação.

Referências

- ABNT. *NBR 6123: Forças devidas ao vento em edificações*. Rio de Janeiro, 1988. 66 p. Citado 3 vezes nas páginas 29, 30 e 31.
- BAHAROON, D. A. Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently - a review. *Elsevier Editorial System for Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2015. Citado 4 vezes nas páginas 7, 8, 9 e 10.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R. *Resistência dos Materiais*. 3. ed. [S.l.]: Makron Books, 1992. Citado na página 28.
- BINE. *Parabolic trough collector technology*. 2013. Acesso em 04/12/2016. Disponível em: <<http://www.bine.info/en/topics/energy-generation/publikation/solarthermische-kraftwerke-2/parabolrinnen-kollektortechnik/>>. Citado na página 19.
- CSP SERVICES. *CSP Technology*. 2014. Acesso em 04/12/2016. Disponível em: <<http://www.cspservices.de/csp-technology/>>. Citado na página 24.
- EASAC. *Concentrating solar power: its potential contribution to a sustainable energy future*. 2011. Acesso em 11/11/2016. Disponível em: <http://www.easac.eu/fileadmin/Reports/Easac_CSP_Web-Final.pdf>. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 2.
- ECOTRICITY. *The End of Fossil Fuel*. 2013. Acesso em 11/11/2016. Disponível em: <<https://www.ecotricity.co.uk/our-green-energy/energy-independence/the-end-of-fossil-fuels>>. Citado na página 1.
- EERE. *SunShot Vision Study: Solar Power Environmental Impacts and Siting Challenges*. 2012. Acesso em 12/11/2016. Disponível em: <http://www1.eere.energy.gov/solar/pdfs/47927_chapter7.pdf>. Citado na página 2.
- ENERGY.GOV. *Dish/Engine System Concentrating Solar Power Basics*. 2013. Acesso em 13/11/2016. Disponível em: <<http://energy.gov/eere/energybasics/articles/dishengine-system-concentrating-solar-power-basics>>. Citado na página 12.
- ENERGY.GOV. *Linear Concentrator System Basics for Concentrating Solar Power*. 2013. Acesso em 13/11/2016. Disponível em: <<http://energy.gov/eere/energybasics/articles/linear-concentrator-system-basics-concentrating-solar-power>>. Citado na página 13.
- ENERGY.GOV. *A New Generation of Parabolic Trough Technology*. 2013. Acesso em 04/12/2016. Disponível em: <https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7-csp_review_meeting_042513_price.pdf>. Citado na página 20.
- F. H. TRANSMISIONES. 2016. Acesso em 10/12/2016. Disponível em: <<http://www.fhtransmisiones.net/motoreductorescarzazadealuminio.htm>>. Citado na página 33.
- FCM. *Caixas SNH e SN30*. [S.l.], 2016. Citado na página 45.

- FG. *Rolamento Autocompensador de Rolos*. 2016. Acesso em 15/12/2016. Disponível em: <<http://www.fg.com.br/produto/rolamento-autocompensador-de-rolos-22222-e-6100201>>. Citado na página 43.
- FOUR PEAKS TECHNOLOGIES. *Concentrated Solar Power (CSP)*. 2011. Acesso em 13/11/2016. Disponível em: <http://solarcellcentral.com/csp_page.html>. Citado na página 12.
- GARRIDO, S. G. *EL SISTEMA DE SEGUIMIENTO SOLAR*. 2010. Acesso em 04/12/2016. Disponível em: <<http://www.renovetec.com/termosolaravanzados04.html>>. Citado na página 23.
- GEYER, M. et al. Eurotrough - parabolic trough collector developed for cost efficient solar power generation. *SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies*, 2002. Citado na página 20.
- GUARDIAN GLASS. *EcoGuard Solar Boost Espejos parabólicos monolíticos: Poder a través del vidrio*. 2014. Acesso em 17/11/2016. Disponível em: <<https://www.guardianglass.com/es/VidrioProductos/ProductosVidrio/EcoGuardSolarVidrioEnergia/EcoGuardSeriePV/EcoGuardSolarBoostMP/index.htm>>. Citado na página 17.
- GUENTHER, M.; JOEMANN, M.; CSAMBOR, S. Advanced csp teaching materials. In: _____. [S.l.]: Deutsches Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V.; Institut für Elektrische Energietechnik - Universität Kassel, 2011. cap. 5, p. 106. Citado 8 vezes nas páginas 14, 17, 18, 20, 21, 22, 24 e 25.
- HELIOTERMICA, E. *CSP at a Glance in Brazil*. 2015. Acesso em 12/11/2016. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br/en/csp-in-brasil/csp-in-a-glance-in-brazil>>. Citado na página 2.
- HIBBELER, R. C. *Resistência dos Materiais*. [S.l.]: Pearson Education Inc., 2004. Citado na página 41.
- HOSOYA, N. et al. *Wind Tunnel Tests of Parabolic Trough Solar Collectors*. [S.l.], 2008. Citado 5 vezes nas páginas 26, 27, 28, 29 e 32.
- IMO. *Slew Drive Catalog*. [S.l.], 2016. Citado na página 34.
- IRENA. *Renewable Energy Technologies Cost Analysis Series: Concentrating Solar Power*. 2012. Acesso em 11/11/2016. Disponível em: <http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/RE_Technologies_Cost_Analysis-CSP.pdf>. Citado 5 vezes nas páginas 2, 11, 12, 13 e 18.
- JOKES, B. *First solar-generating plant in the world set up 1913 in Maadi - Egypt*. 2011. Acesso em 03/11/2016. Disponível em: <<http://egyptianstories.blogspot.com.br/2011/01/first-solar-generating-plant-in-world.html>>. Citado na página 6.
- KALOGIROU, S. *Solar energy engineering: processes and systems*. [S.l.]: Academic Press, Elsevier, EUA, 2009. Citado na página 4.

- KEARNEY, D. W. *Parabolic trough collectors comparison*. 2007. Acesso em 04/12/2016. Disponível em: <http://www.slideshare.net/redocs_/parabolic-trough-collectors-comparison>. Citado na página 23.
- KENNEDY, C.; TERWILLIGER, K.; LUNDQUIST, C. *Provide status of test results of candidate solar mirror samples and identify promising candidates*. 2005. Acesso em 17/11/2016. Disponível em: <http://www.abetterfocus.com/files-/Reflector_Milestone_Report_9-05.pdf>. Citado na página 17.
- MANCINI, T. R. *Solar-Electric Dish Stirling System Development*. [S.l.], 1997. Citado na página 1.
- MARTIN, S. *Central solar mediante cilindros parabólicos*. 2011. Acesso em 04/12/2016. Disponível em: <<https://tecnoblogsanmartin.wordpress.com/2011/02/08/central-solar-mediante-cilindros-parabolicos/>>. Citado na página 22.
- MEYEN, S. et al. Standardization of solar mirror reflectance measurements – round robin test. *NREL*, 2010. Citado na página 16.
- MEYER, C. From troughs to triumph: Segs and gas. *Eepublishers*, 2008. Citado na página 5.
- MTX. *A Quick Overview for the CSP systems*. 2014. Acesso em 13/11/2016. Disponível em: <<http://www.mtxenergysystems.com/csp>>. Citado na página 11.
- NSK. *Rolamentos*. [S.l.], 2013. Citado na página 44.
- OECD. *Gases do efeito estufa: Dióxido de Carbono (CO₂) e Metano (CH₄)*. 2014. Acesso em 11/11/2016. Disponível em: <<http://www.oeco.org.br/dicionario-ambiental-/28261-gases-do-efeito-estufa-dioxido-de-carbono-co2-e-metano-ch4/>>. Citado na página 1.
- PADILLA, R. V. *Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants*. [S.l.], 2011. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 25.
- PEREZ, M. A. S. *Parabolic Trough*. 2010. Acesso em 04/12/2016. Disponível em: <<http://pt.slideshare.net/mchhabra27/parabolic-trough>>. Citado na página 23.
- PFEIL, W.; PFEIL, M. *Estrutura de aço: Dimensionamento prático de acordo com a NBR 8800:2008*. [S.l.]: GEN, 2009. Citado na página 39.
- POWERTECH. *Study of Solar thermal power plants*. 2014. Acesso em 01/01/2017. Disponível em: <<http://usmanali-views.blogspot.com.br/>>. Citado na página 13.
- PRICE, H. Reducing the cost of energy from parabolic trough solar power plants. *National Renewable Energy Laboratory*, 2003. Citado na página 6.
- PROCON. *History of Alternative Energy and Fossil Fuels*. 2013. Acesso em 03/11/2016. Disponível em: <<http://alternativeenergy.procon.org/view.timeline-.php?timelineID=000015>>. Citado na página 5.
- QUERE, C. L. et al. *The global carbon budget 1959–2011*. [S.l.], 2013. Citado na página 1.

- RAGHEB, M. Solar thermal power and energy storage historical perspective. *University of Illinois*, 2011. Citado na página 5.
- REFLECTECH. 2014. Acesso em 04/12/2016. Disponível em: <[http://www-reflectechsolar.com/](http://www.reflectechsolar.com/)>. Citado na página 18.
- ROESLE, M.; COSKUN, V.; STEINFELD, A. Numerical analysis of heat loss from a parabolic trough absorber tube with active vacuum system. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2011. Citado na página 24.
- SALOMONI, V. et al. *Structural Design of Parabolic-Trough Solar Concentrators*. [S.l.], 2009. Citado na página 18.
- SEW EURODRIVE. 2016. Acesso em 15/12/2016. Disponível em: <<http://br.sew-eurodrive.com/>>. Citado 3 vezes nas páginas 36, 37 e 38.
- SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. *Projeto de Engenharia Mecânica*. [S.l.]: Bookman, 2004. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 42.
- SILVI, C. *The Pioneering Work on Linear Fresnel Reflector Concentrators (Lfcs) in Italy*. 2009. Acesso em 11/11/2016. Disponível em: <<http://www.mondosolare.it/pub/silvi-fresnel.pdf>>. Citado na página 1.
- SILVI, C. Italian contribution to csp with flat reflectos. *ISES Solar World Congress*, 2011. Citado na página 2.
- SIMMS, D. L. *Archimedes and the Burning Mirrors of Syracuse Vol. 18, No. 1*. [S.l.]: The Johns Hopkins University Press, 1977. Citado na página 4.
- SITAP. 2015. Acesso em 15/12/2016. Disponível em: <<http://www.sitapgearmotor.com/product/1521381/sew-type-rf.html>>. Citado na página 35.
- SKYFUEL. 2014. Acesso em 04/12/2016. Disponível em: <<http://www.skyfuel.com/downloads/brochure/OnSunBrochure.pdf>>. Citado na página 23.
- SOLAR MILLENNIUM. *Parabolic Trough Power Plant Solar Fields*. 2016. Acesso em 17/11/2016. Disponível em: <<http://www.solarmillennium.de/english/archives/technology/parabolic-trough-power-plants/solar-field/index.html>>. Citado na página 16.
- SOLARIPEDIA. *SOLAR PARABOLIC TROUGH*. 2010. Acesso em 03/11/2016. Disponível em: <<http://www.solaripedia.com/files/967>>. Citado na página 6.
- STEINHAGEN, H. M. *Concentrating Solar Power—a Review of the Technology*. 2004. Acesso em 02/11/2016. Disponível em: <http://www.dlr.de/Portaldata/41/Resources/dokumente/institut/system/publications/Concentrating_Solar_Power_Part_1.Pdf>. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 5.
- STINNESBECK, L. *Sonnenkraftmaschinen Vol. 3, No. 1*. [S.l.]: Kellers Monatsblätter, 1914/1915. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 5.
- TESKE, D. S. *Solar Thermal Electricity Global Outlook 2016*. [S.l.], 2016. Citado 2 vezes nas páginas 6 e 7.

THERMOSOL GLASS. *History Of CSP*. 2016. Acesso em 19/10/2016.

Disponível em: <http://www.thermosolglass.com/solar/index.php?option=com_content&view=article&id=66&Itemid=148>. Citado na página 5.

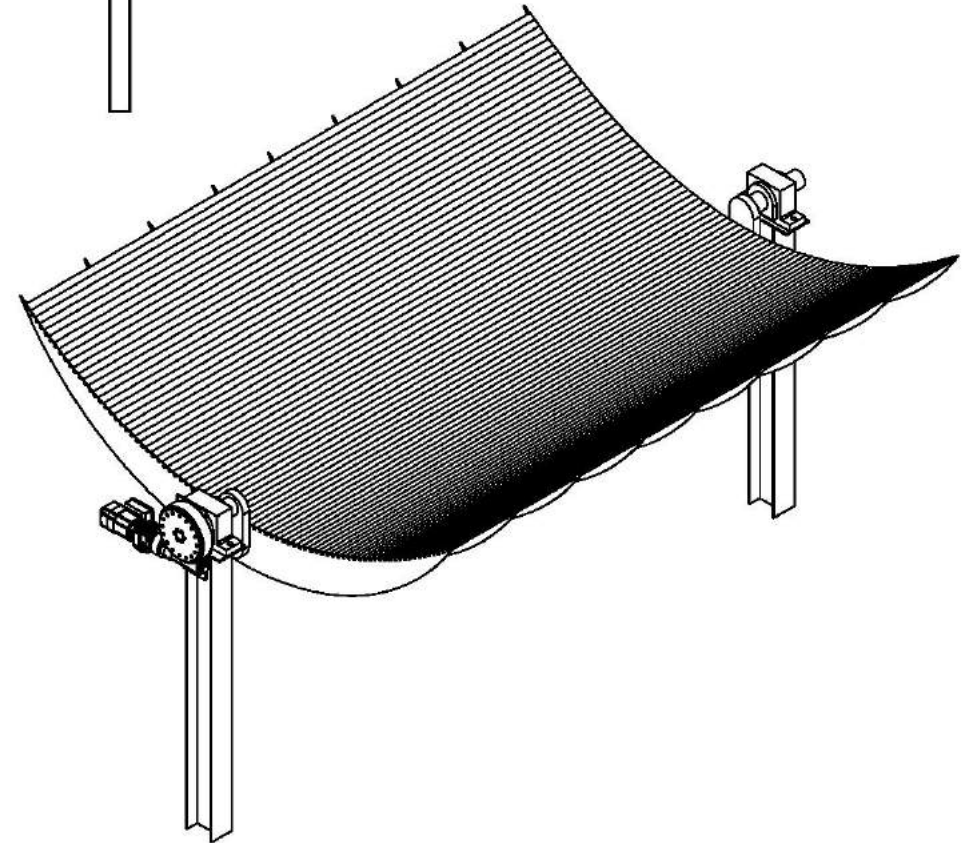
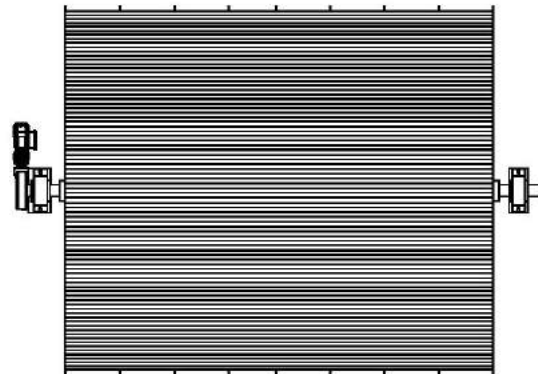
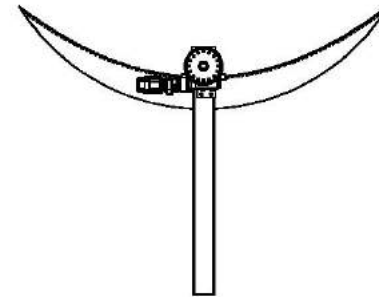
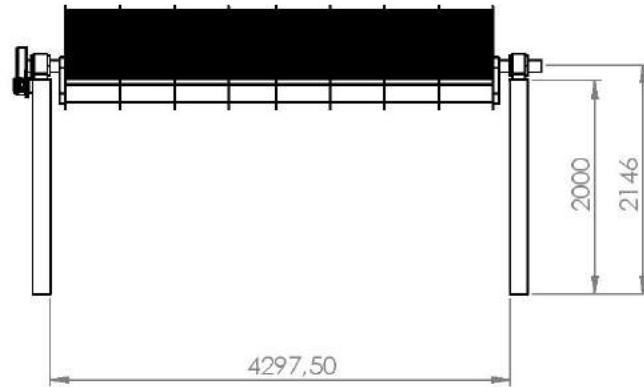
WANG, M.; VANDAL, R.; THOMSEN, S. Durable concentrating solar power (csp) mirrors. *Guardian*, 2007. Citado na página 16.

WEINREBE, G.; ABUL-ELLA, Z.; SCHIEL, W. On the influence of parabolic trough collector stiffness and length on performance. *Schlaich Bergermann*, 2011. Citado na página 18.

WHAT'S YOUR IMPACT. *Main sources of carbon dioxide emissions*. 2014. Acesso em 11/11/2016. Disponível em: <<http://whatsyourimpact.org/greenhouse-gases/carbon-dioxide-emissions>>. Citado na página 1.

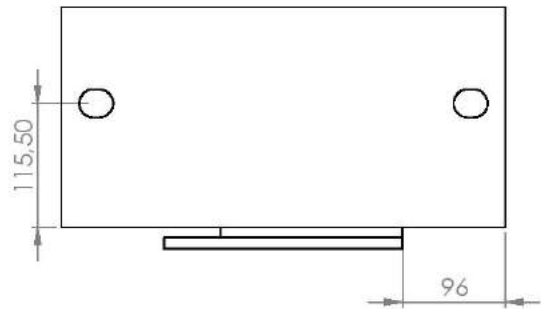
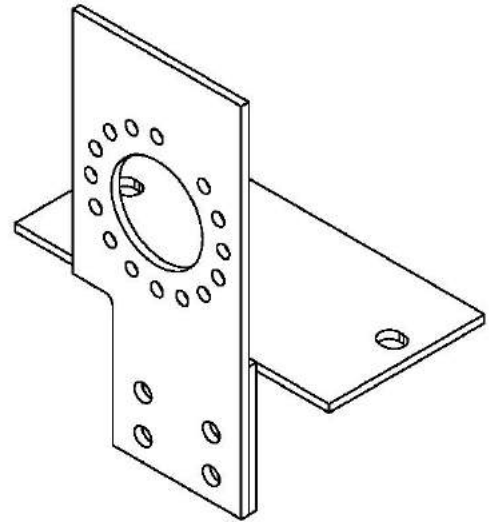
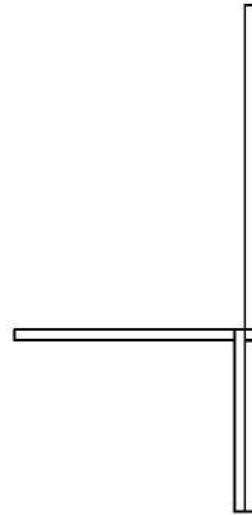
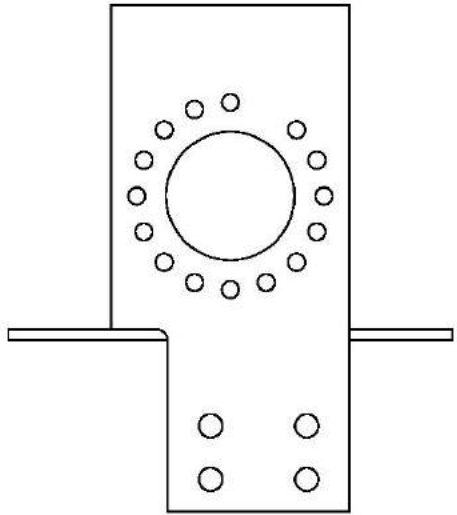
ZEMER, Z. *Overview of SEGS*. 2014. Acesso em 03/11/2016. Disponível em: <<http://www.zackzemer.com/?p=253>>. Citado na página 7.

APÊNDICE A – Desenho técnico do sistema completo

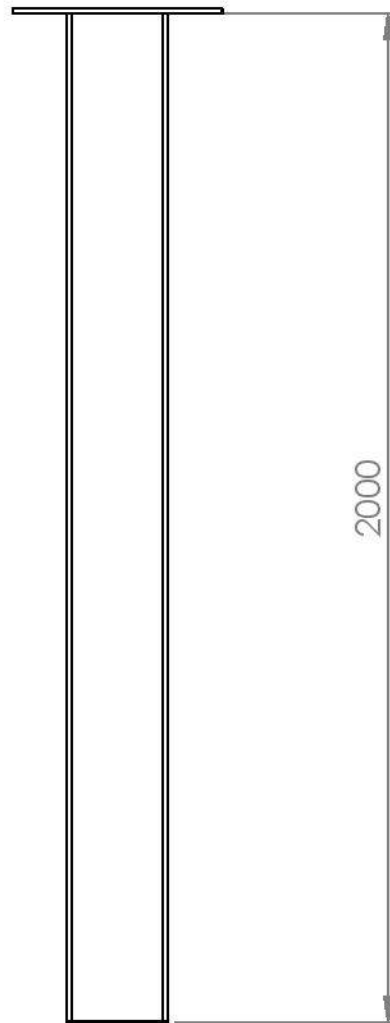
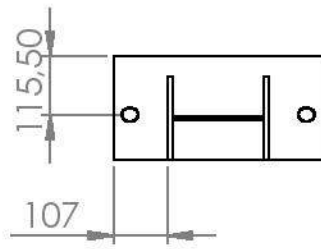


Tuani de Sá Rosa		1º Diedro	
Sistema completo	Data: 13/01/2017	UFRJ	Escala 1:45
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: mm

APÊNDICE B – Desenho técnico do posicionamento dos elementos

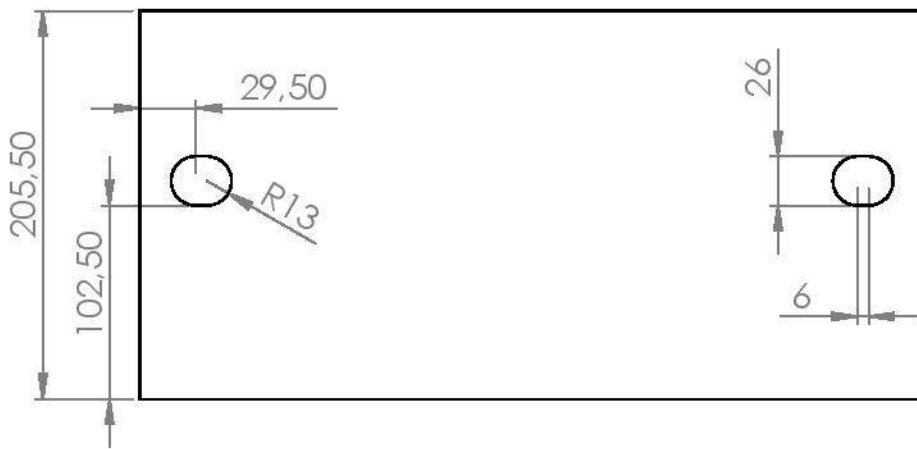


Tuani de Sá Rosa		1º Diedro	
Chapas de conexão redutor/pilar	Data: 13/01/2017	UFRJ	Escala 1:10
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: mm

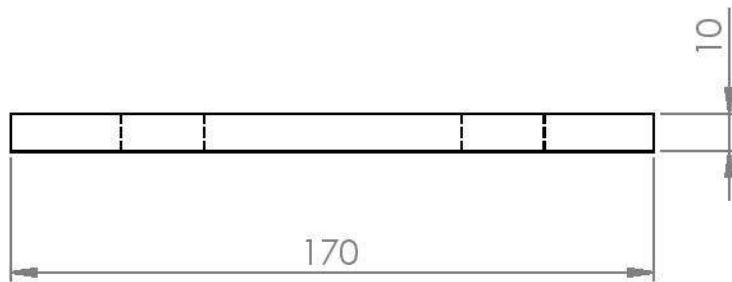
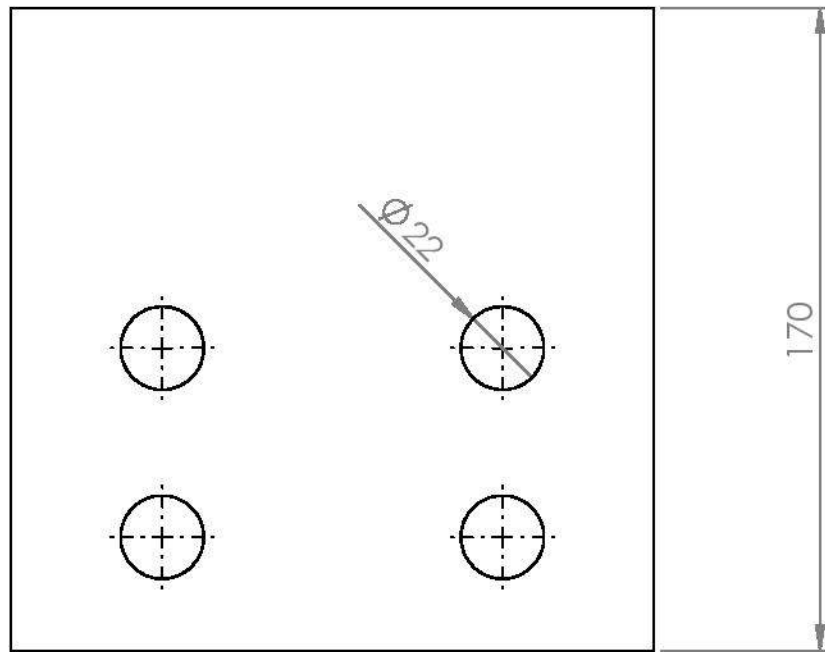


Tuani de Sá Rosa		1º Diedro	
Pilar e chapa do mancal	Data: 13/01/2017	UFRJ	Escala 1:15
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: mm

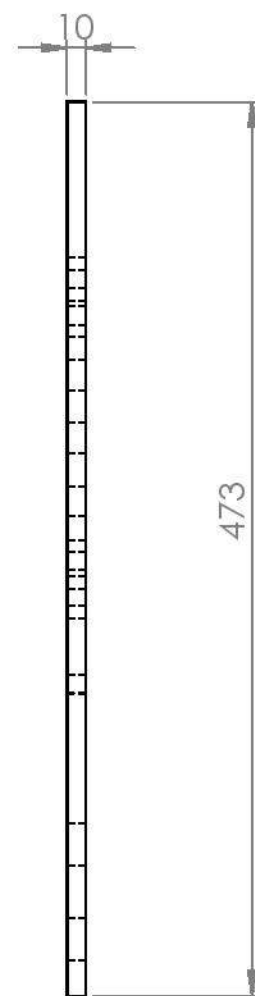
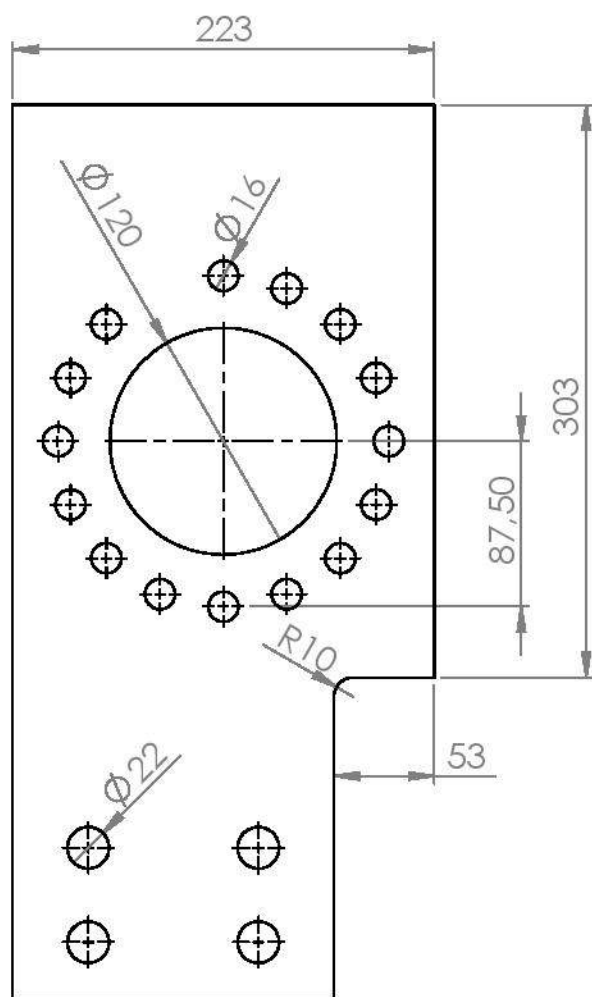
APÊNDICE C – Desenho técnico das chapas



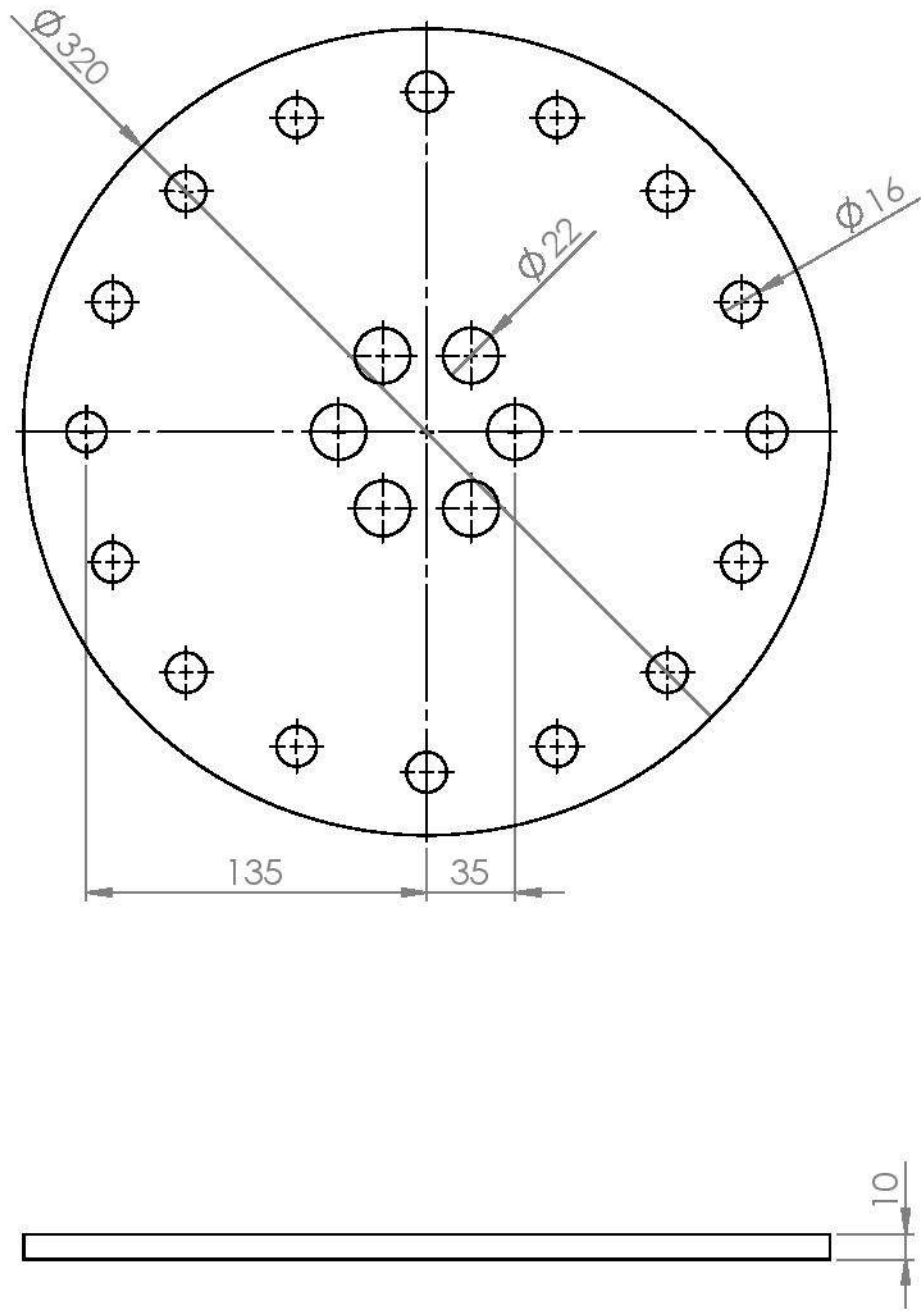
Tuani de Sá Rosa		1º Diedro	
Chapa de apoio do mancal	Data: 13/01/2017	UFRJ	Escala 1:4
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: mm



Tuani de Sá Rosa		1º Diedro	
Chapa 2	Data: 13/01/2017	UFRJ	Escala 1:2
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: mm

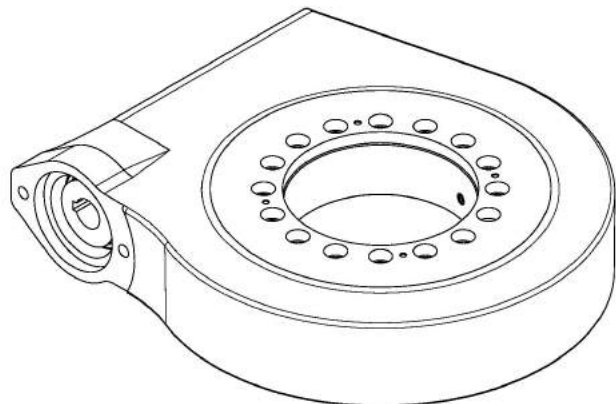
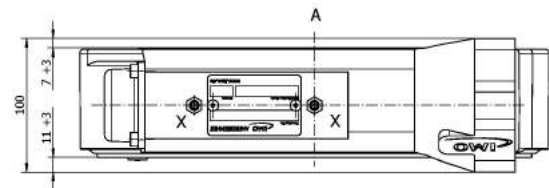
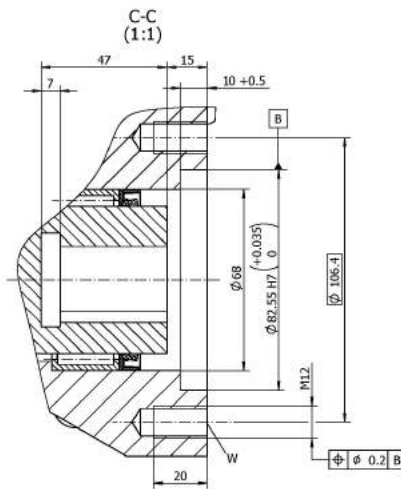
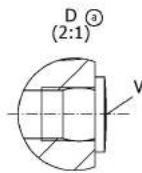
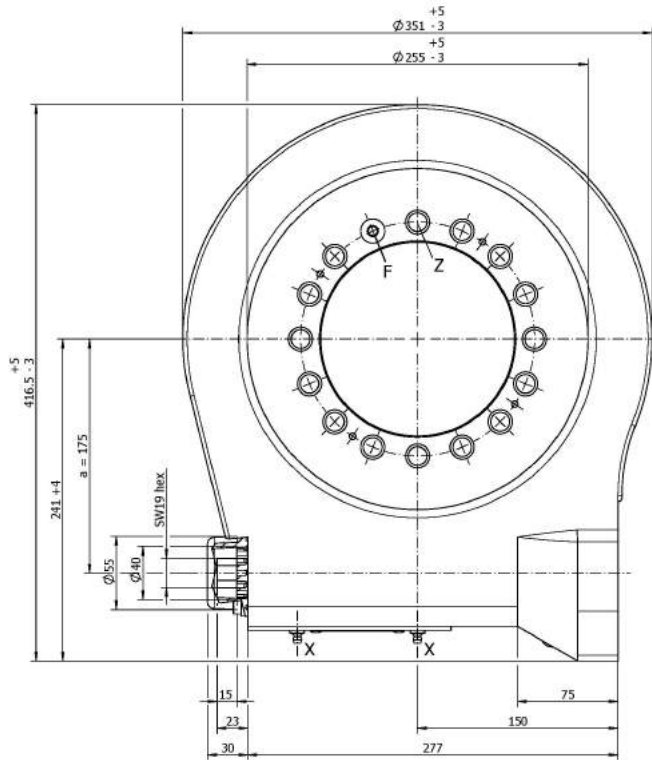
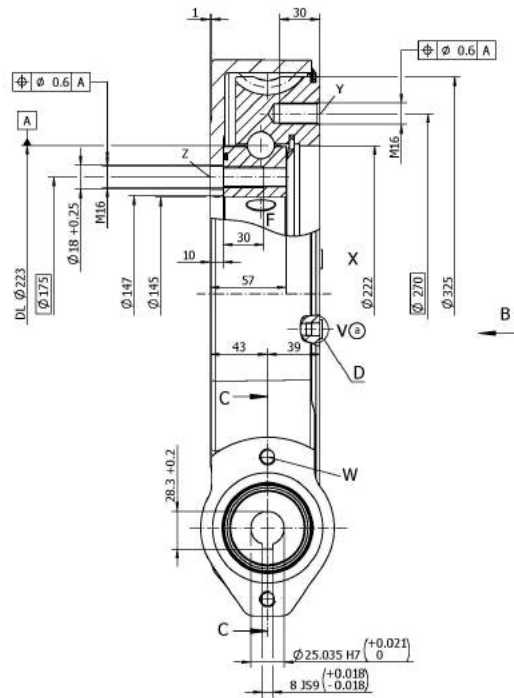
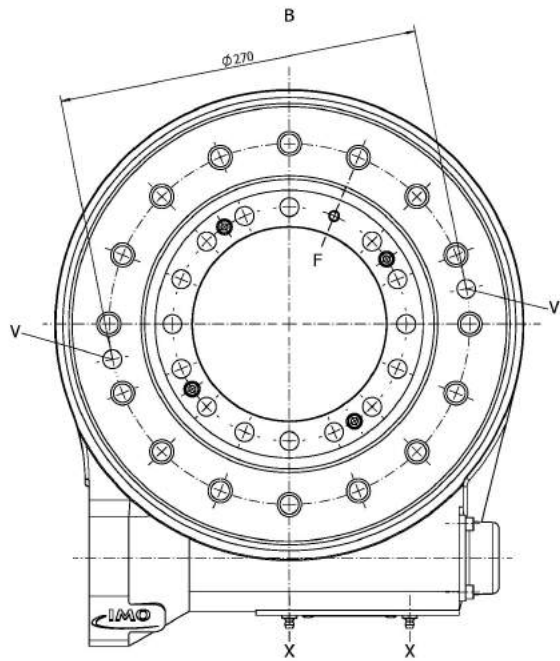


Tuani de Sá Rosa		1º Diedro	
Chapa 1	Data: 13/01/2017	UFRJ	Escala 1:4
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: mm



Tuani de Sá Rosa		1º Diedro	
Flange	Data: 13/01/2017	UFRJ	Escala 1:3
Professor: Maurício A. N. de Oliveira	Trabalho de Conclusão de Curso	EM	Unidade: mm

ANEXO A – Desenho técnico do redutor WD-LC 0223



Módulo	m [mm]	5
Número de entradas do sem-fim	[-]	1
Relação de transmissão	[-]	62
Número de unidades	[-]	1

Furos de parafusos (igualmente espaçados)		Métrico		Número do artigo	
V	2 tampas de plástico HA	Escala 1:2		10358.000.0A.000000	
W	2 furos de parafuso M12 - 20 profundidade	Material		kg	
X	4 buracos de grava DIN7142-AM10x1	Schwentrieb WD-LC		Especificações	
Y	16 furos de parafusos M16 - 30 profundidade	Número do desenho		Escala	
Z	15 furos de parafusos $\phi 18$ - 10 profundidade / M10 - 30 profundidade com o ângulo referente a 16	WD-LC 0223/3-10358		4	