

YURI ALEXANDRE ROSSETTE KALCHGRUBER

ESTUDO CONCEITUAL PARA A IMPLANTANÇÃO DE USINA
TERMOELÉTRICA SOLAR NO MUNICÍPIO DE IRAPUÃ-SP

São Paulo, 2013

YURI ALEXANDRE ROSSETTE KALCHGRUBER

ESTUDO CONCEITUAL PARA A IMPLANTANÇÃO DE USINA TERMOELÉTRICA SOLAR NO MUNICÍPIO DE IRAPUÃ-SP

Monografia apresentada ao Curso de Especialização “Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética”, do PECE da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

São Paulo, 2013

YURI ALEXANDRE ROSSETTE KALCHGRUBER

ESTUDO CONCEITUAL PARA A IMPLANTANÇÃO DE USINA TERMOELÉTRICA SOLAR NO MUNICÍPIO DE IRAPUÃ-SP

Monografia apresentada ao Curso de Especialização “Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética”, do PECE da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Área de Concentração: Energias Renováveis com ênfase em energia Solar.

Orientador: Prof. Dr. Cláudio Roberto de Freitas Pacheco

São Paulo, 2013

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todas as
pessoas que, assim como eu, pensam
em fazer do mundo um lugar melhor.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família e amigos que tiveram a paciência de me escutar enquanto eu falava incessantemente sobre as dificuldades de fazer esta monografia e as características do estudo, e que mesmo sem saber me deram ideias e motivação para seguir em frente.

Agradeço também ao Eng.^o Reynaldo Lagonera Quinto pelo tutorial de balanço térmico e a ideia de inserir o 3^o estágio da turbina.

E por fim agradeço ao professor orientador Dr. Cláudio Roberto de Freitas Pacheco pelo seu entusiasmo em ensinar e por fazer com que este trabalho de conclusão de curso se tornasse algo divertido de fazer.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Geração Mundial de Energia Elétrica por Fonte	2
Figura 2 - Conceito da Usina	3
Figura 3 - Movimento de Translação da Terra.....	4
Figura 4 - Angulo Zenital	7
Figura 5 - Visão Aérea da Projeção da Sombra	8
Figura 6 - Coletor Solar Parabólico Tipo Calha LS-2.....	11
Figura 7 - Composição do Coletor Concentrador Solar	12
Figura 8 - Foto de um Absorvedor de Coletor Calha Parabólica	13
Figura 9 - Curva de Eficiência do absorvedor PTR 70 em um concentrador LS-2	14
Figura 10 - Coletor Parabólico LS-2 com absorvedor PRT 70 na plataforma giratória.....	14
Figura 11 - Ciclo Carnot.....	16
Figura 12 - Ciclo Rankine Simples.....	17
Figura 13 - Ciclo Rankine com Superaquecimento.....	17
Figura 14 - Ciclo Rankine com Reaquecimento	18
Figura 15 - Mapa do Estado de São Paulo - Irapuã em destaque	20
Figura 16 - Município de Irapuã em destaque	20
Figura 17 - Curva de carga típica de consumidor residencial	22
Figura 18 - Turbina GE, serie SDF	23
Figura 19 - HTF Heater Thermax.....	24
Figura 20 - Diagrama de funcionamento do HTF Heater	24
Figura 21 - Esquemático do Ciclo Rankine	25
Figura 22 - Balanço térmico considerando a eficiência das turbinas.....	28
Figura 23 - Disposição dos Coletores assegurando espaço para manutenção	38
Figura 24 - Visão lateral da rua para manutenção	38
Figura 25 - Dimensões do Coletor Parabólico Concentrador.....	39
Figura 26 - Demonstração dos ângulos para definição da equação da altura do coletor	40
Figura 27 - Visão Lateral da Projeção da Sombra	42
Figura 28 - Demonstração das distâncias entre coletores.....	43
Figura 29 - Modo de operação da Usina Shams 1.....	49
Figura 30 - Modo de operação das usinas SEGS.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Definição do dia do ano	5
Tabela 2 - Fator de Correção.....	6
Tabela 3 - Radiação Solar Global por mês	21
Tabela 4 - Temperaturas min, max e média mensais em Irapuã	21
Tabela 5 - Dados de Vapor Superaquecido na entrada do 1º estágio da Turbina	26
Tabela 6 - Dados de Vapor Saturado na saída do 3º estágio da Turbina.....	26
Tabela 7 - Dados de vapor na saída no 1º estágio da Turbina.....	26
Tabela 8 - Dados de vapor na entrada do 3º estágio da Turbina.....	26
Tabela 9 - Dados de vapor na saída do 2º estágio da Turbina.....	27
Tabela 10 - Dados de Vapor na entrada do 2º estágio da Turbina	27
Tabela 11 - Cálculo da Declinação Solar e Inclinação dos Coletores para cada mês.....	31
Tabela 12 - Cálculo do ângulo horário do crepúsculo e ângulo horário do crepúsculo para superfície inclinada	31
Tabela 13 - Cálculo da razão entre incidência direta de radiação em superfície inclinada e superfície horizontal	32
Tabela 14 - Cálculo das médias mensais de radiação extraterrestre	32
Tabela 15 - Cálculo do Índice de Claridade	33
Tabela 16 - Cálculo da razão entre componente difusa e radiação em superfície horizontal.....	33
Tabela 17 - Cálculo da radiação nos coletores concentradores inclinados	34
Tabela 18 - Cálculo das eficiências do coletor para cada mês.....	34
Tabela 19 - Cálculo da Energia absorvida pelos coletores concentradores.....	35
Tabela 20 - Cálculo da área dos coletores concentradores	35
Tabela 21 - Cálculo do Calor absorvido por linha de coletores concentradores.....	36
Tabela 22 - Cálculo da entalpia de saída do fluido térmico na linha de coletores	37
Tabela 23 - Cálculo das dimensões relativas ao Coletor Parabólico em cada mês.....	41
Tabela 24 - Cálculo da Hora Solar de Aurora e Crepúsculo e Duração de Insolação	41
Tabela 25 - Cálculo da variável X para cada mês.....	42
Tabela 26 - Cálculo da Hora Solar para tamanho de sombra equivalente ao espaçamento da rua de manutenção	44
Tabela 27 - Cálculo da Quantidade de Horas em que os coletores estão sombreados	45
Tabela 28 - Cálculo da Fração de Radiação Perdida devido as sombras (manhã + tarde).....	45
Tabela 29 - Cálculo da Absorção de Energia considerando sombra.....	46

Tabela 30 - Diferença entre demanda térmica da usina e a absorção dos coletores considerando a sombra	46
Tabela 31 - Cálculo de Quantidade de coletores extras devido a sombra.....	47
Tabela 32 - Calor necessário nos períodos com e sem insolação.....	47
Tabela 33 - Características das SEGS	51

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

IEA	International Energy Agency
GSC	Global Solar Constant
NSTTF	National Solar Thermal Test Facility
THT	Thermal Heat Transfer
ASTRO	Abengoa Solar Through
PTR	Parabolic Through Receiver
SEGS	Solar Energy Generating Systems

SIMBOLOGIA

δ	Declinação Solar
n	Dia
Cor	Fator de Correção para Cálculo do Dia
ω	Ângulo Horário
HS	Hora Solar
HL	Hora Legal
L_m	Longitude do Meridiano da Hora Legal Local
L_l	Longitude do Meridiano do Local
E	Fator de Correção para Cálculo da Hora Solar
B	Fator de Correção para Cálculo do E
θ_z	Ângulo Zenital
Φ	Latitude do Local
γ_s	Azimute Solar
\bar{H}_0	Radiação Extraterrestre Diária Média
\bar{H}_T	Radiação Solar Média Mensal Diária
\bar{H}	Radiação Solar Média Mensal Diária no Plano Horizontal
\bar{K}_T	Índice de Claridade Média Mensal
\bar{H}_d	Radiação Difusa no Plano Horizontal
ω_s	Ângulo Horário do Nascimento ou Por do Sol
N	Duração da Insolação
\bar{R}_b	Razão entre a Incidência Direta de Radiação em uma Superfície Inclinação e uma Superfície Horizontal
\bar{H}_{bT}	Incidência Direta de Radiação em uma Superfície Inclinação
\bar{H}_b	Incidência Direta de Radiação em uma Superfície Horizontal
β	Inclinação da Superfície
ω_s^*	Ângulo Horário do Alvorecer Solar para Superfície Inclinação
ρ	Refletividade
\dot{m}	Vazão Mássica
h	Entalpia
V	Velocidade
Z	Energia Potencial

\dot{Q}	Fluxo de Calor
\dot{W}	Trabalho
I_0	Média Mensal Horaria de Radiação Extraterrestre
s	Entropia
VC	Volume de Controle
T_{mf}	Temperatura Média do Fluido Acima da Temperatura do Ambiente
η	Eficiência
E_{abs}	Energia Absorvida pelo Coletor
E_n	Energia
H	Altura Relativa do Coletor Solar
D	Largura Relativa do Coletor Solar
X	Espaço entre as Linhas de Coletores
Y	Projeção da Sombra do Coletor
A	Área dos Coletores
F	Dimensão da Concavidade do Concentrador
$2p$	Distância Focal
S	Sombra Projetada na Direção Perpendicular aos Coletores
m	Massa
C_p	Calor Específico
Δt	Variação de Temperatura
Q	Calor

SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
2. Objetivo.....	2
3. Revisão Bibliográfica	3
3.1. Rotação e Translação da Terra.....	3
3.2. Parâmetros geoespaciais para utilização de Energia Solar	5
3.3. Radiação Direta e Indireta.....	8
3.4. Coletor Solar	11
3.5. Análise do Ciclos de Rankine.....	15
3.6. Ciclos Carnot e Rankine.....	16
4. Especificação de um ciclo Rankine para gerar energia elétrico no municio de Irapuã-SP	19
4.1. Município de Irapuã.....	19
5. Dimensionamento do ciclo Rankine para uma potência de 5 MW	21
5.1. Fluido Térmico	22
5.2. Turbina	22
5.3. Gerador de Vapor	23
6. Cálculos.....	25
6.1. Limites e Definições	25
6.2. Balanço térmico considerando turbinas ideais isentrópicas	25
6.3. Balanço térmico levando em conta as eficiências das turbinas	27
6.4. Área de coletores	30
6.5. Quantidade de Coletores por linha.....	36
6.6. Distância entre coletores.....	37
6.7. Armazenamento.....	47
6.8. Configuração final	48
7. Discussões e ideias	48
7.1. Algumas usinas solares em operação.....	48
7.1.1. Shams 1.....	48
7.1.2. Comparação da Shams 1 com o estudo proposto	50
7.1.3. SEGS (Solar Energy Generating Systems).....	50
7.2. Modo de implantação.....	52
8. Conclusões	52

9. Bibliografia.....	53
----------------------	----

Resumo

Foi realizado um estudo conceitual de uma usina termoeletrica solar no município de Irapuã, localizado no norte do Estado de São Paulo. Estabeleceu-se que a usina deveria operar no período diurno e noturno.

A potência da usina foi definida em 5MW, utilizando turbina de 3 estágios da GE, serie SDF, com entrada de vapor a 330°C e 3MPa.

Foi utilizado coletores concentradores solar parabólico tipo calha LS-2 da empresa LUZ com absorvedor em tubo evacuado Schott PTR70. Os coletores têm abertura de 5m e ponto focal igual 1,84m, a eficiência média do arranjo foi 65%.

O fluido térmico escolhido foi o Dowtherm A da empresa Dow Chemicals e sua operação foi definida próxima do limite térmico (400°C e 10,6bar).

Foi escolhida uma caldeira de troca de calor Thermax com um superaquecedor e dois rea aquecedores.

Utilizando os fundamentos de radiação solar e termodinâmica calculou-se que para atender a 100% da demanda térmica da usina, durante todo o ano, utilizando apenas a fonte solar são necessários 7824 coletores e um terreno de aproximadamente 0,67 km².

Para armazenar a energia térmica, para operar no período noturno, um tanque de aproximadamente 46.000 m³ foi definido.

O estudo mostrou que com as tecnologias existentes já é possível construir este tipo de usina.

Abstract

A conceptual study of a solar thermal power plant in the municipality of Irapuã, located in the northern of the state of São Paulo was performed. It was established that the plant should operate during daytime and nighttime.

The power plant was set at 5MW, using GE 3-stage turbine, series SDF, the steam inlet was defined at 330 ° C and 3MPa.

Parabolic solar concentrator collector LS-2 of LUZ Company was chosen, as was Schott PTR70 absorber. Collectors have aperture angle of 5m and focal point of 1.84 m, the average efficiency of the array was 65%.

The thermal fluid chosen was Dowtherm A of Dow Chemical Company and its operation was set near the heat limit (400 ° C and 10.6bar).

A Thermax boiler heat exchange with one superheater and two reheaters was selected.

Using the fundamentals of thermodynamics and solar radiation, it was calculated that, to meet 100% of the thermal demand of the power plant throughout the year, using only solar power, 7824 solar collectors and approximately 0.67 km² were required.

To store internal energy, so the power plant can operate at night, a tank of approximately 46,000 m³ was planned.

The study demonstrated that with existing technologies it is possible to build this kind of power plant.

1. Introdução

Panorama geral da produção de energia utilizando a fonte Solar.

O Sol é a grande fonte de energia do planeta, indiretamente quase todas as outras fontes de energia que conhecemos são resultado da sua ação. Os ventos, aproveitados nos parques eólicos, ocorrem quando o calor Solar aquece uma massa de ar criando diferença de densidade com a massa de ar adjacente, o que causa um movimento, vento, para alcançar um novo estado de equilíbrio entre as massas. A energia hidráulica depende da radiação Solar para preencher os reservatórios com as chuvas provenientes da evaporação da água. A biomassa, resultado da fotossíntese, também só é possível devido à existência do Sol. Outras formas também podem ser mencionadas como a energia das marés e até mesmo os combustíveis fósseis.

Portanto é razoável pensar em utilizar a energia do Sol diretamente para obtermos energia para nosso consumo. Para este fim, atualmente, existem alguns modelos onde se destacam principalmente o fotovoltaico e o térmico.

O modelo fotovoltaico utiliza células de silício dopado que quando expostas ao Sol criam uma diferença de potencial (tensão) e funcionam como um gerador corrente contínua. As células são agrupadas em placas e são capazes de alimentar lâmpadas e bancos de baterias. Porém todo o arranjo fotovoltaico, que inclui um controlador e um inversor além das placas solares e baterias, ainda é bastante oneroso.

O modelo térmico é mais voltado para o aquecimento de água. Nele uma placa recebe a radiação Solar e se aquece, esta placa contém tubos por onde a água passa e recebe o calor da placa. A água quente é então armazenada em um reservatório térmico para ser utilizada quando necessário. Devido a sua baixa complexidade este modelo tem custo muito baixo e eficiência muito boa quando bem planejado e por conta disso é muito utilizado no aquecimento de água residencial, na rede hoteleira e em piscinas.

Existem ainda outras formas de utilização direta da energia Solar como secagem de grãos, dessalinização de água por evaporação e os fornos

solares, que utilizam espelhos para direcionar os raios solares para um ponto desejável e podem ser dimensionados para conseguir derreter metais.

Apesar da tecnologia para a utilização do Sol como fonte de energia já existir, segundo a International Energy Agency (IEA) a produção de energia mundial com fonte Solar é irrisória se comparada às fontes convencionais. A evolução da produção por fonte é apresentada na Figura 1:

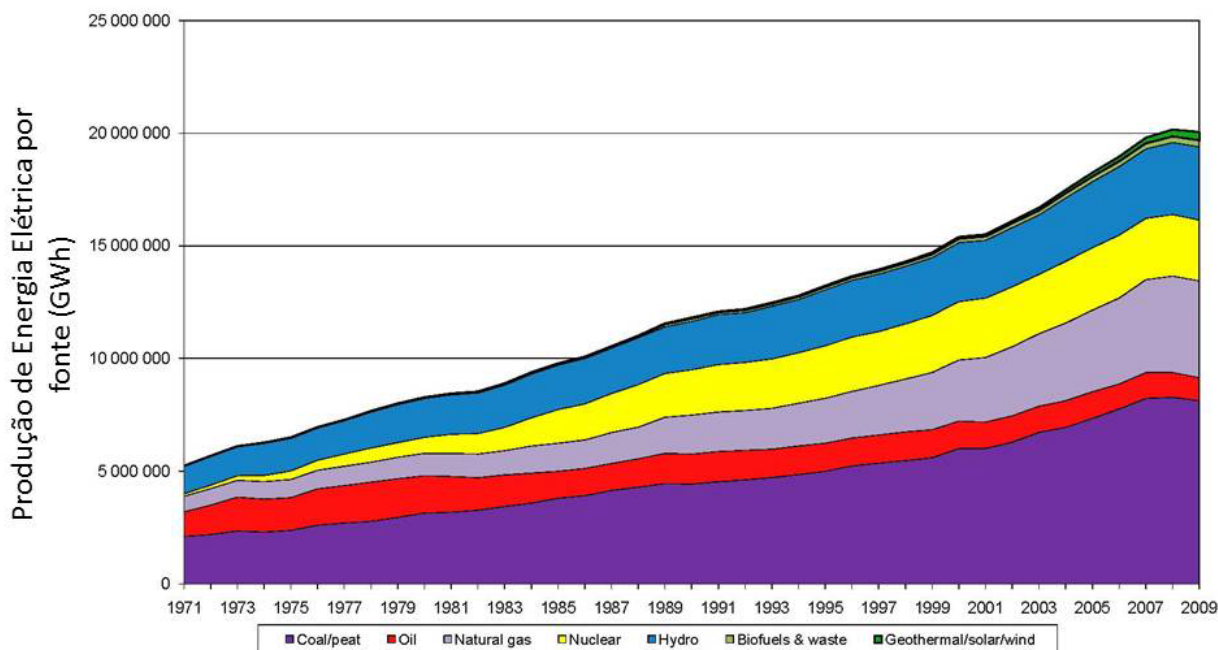


Figura 1 - Geração Mundial de Energia Elétrica por Fonte

Fonte: http://www.iea.org/stats/pdf_graphs/29ELEC.pdf

Para tentar fazer com que a fonte Solar seja mais utilizada é razoável imaginar que poderíamos unir os conceitos do fotovoltaico com os conceitos do modelo térmico e conseguir um modelo economicamente viável e que atenda uma demanda de energia.

2. Objetivo

Realizar o estudo conceitual de uma usina térmica solar no município de Irapuã, localizado ao norte do estado de São Paulo. A usina utilizará coletor Solar concentrador parabólico com absorvedor em tubo evacuado, fluido térmico Dowtherm A, e armazenamento do fluido para alimentar uma turbina a vapor de 5MW de potência inclusive no período noturno. Durante todo o ano

100% da demanda térmica da usina será proveniente da fonte Solar. O conceito da usina é apresentado na Figura 2:

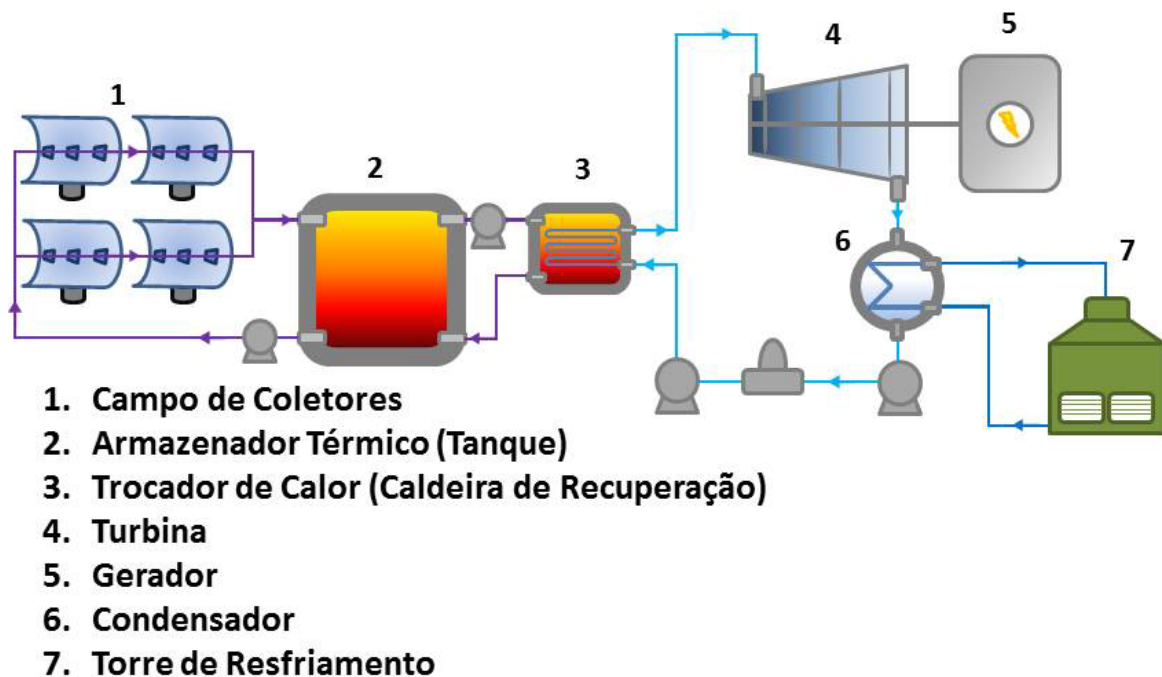


Figura 2 - Conceito da Usina

Deste modo o fluido térmico será aquecido no campo de coletores, armazenado no tanque e utilizado no trocador de calor para gerar o vapor superaquecido necessário para o funcionamento da turbina. Após ser utilizado na turbina este vapor será condensado no condensador e bombeado de volta ao trocador de calor para fechar o Ciclo Rankine.

3. Revisão Bibliográfica

3.1. Rotação e Translação da Terra

A Terra possui, entre outros, dois tipos de movimentos em relação ao Sol, os movimentos de translação e rotação. A translação da Terra é um movimento elíptico em torno do Sol, sendo que o Sol encontra-se em um dos pontos focais da elipse. O movimento de rotação, no entanto, é realizado em torno do eixo da Terra, eixo este que tem inclinação de $23,44^\circ$ se comparada ao plano do movimento elíptico de translação da Terra.

Se levarmos em conta que a Terra é muito menor que o Sol, o diâmetro do Sol é aproximadamente 109 vezes maior que o diâmetro da Terra, podemos considerar que todos os raios solares que chegam a Terra provenientes do Sol são paralelos. A rotação do Sol é responsável pelos dias e noites, a translação junto à inclinação do eixo de rotação são responsáveis pelas estações do ano.

A Figura 3 fornece um esquema das estações:

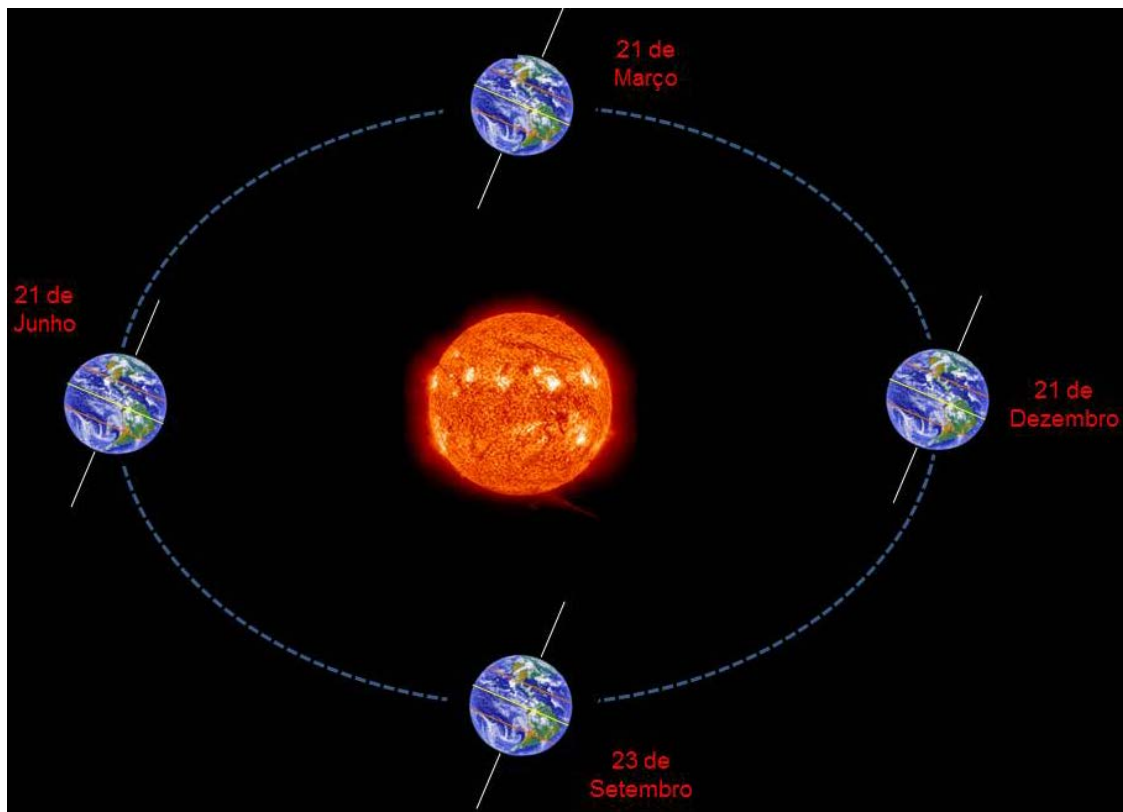


Figura 3 - Movimento de Translação da Terra

O Sol é composto basicamente por hidrogênio e hélio, existem traços de outros materiais, mas em quantidade pouco significativa frente às quantidades de hidrogênio e hélio. Sua energia é devida a diversas reações de fusão nuclear, onde se destaca a fusão de quatro prótons de hidrogênio para formar um núcleo de hélio. Como o núcleo de hélio tem peso menor do que quatro prótons este “excesso” de massa é transformado em energia.

É importante salientar que a temperatura do núcleo do Sol é mais alta que a temperatura de sua superfície. A temperatura efetiva da superfície do Sol é de aproximadamente 5777 K.

3.2. Parâmetros geoespaciais para utilização de Energia Solar

O planeta Terra pode ser representado por uma esfera e qualquer ponto de sua superfície pode ser identificado através da latitude, longitude, e altitude.

Dando continuidade ao modelo de que a Terra recebe os raios solares de forma paralela, podemos definir alguns parâmetros geoespaciais necessários para o cálculo da energia Solar. O ângulo formado pela linha do Equador e os raios solares ao meio-dia (quando os raios solares atingem o meridiano relativo ao local) é chamado declinação Solar (δ), este ângulo se altera devido à translação da Terra, e está compreendido entre $-23,45^\circ$ e $23,45^\circ$ (por convenção o hemisfério norte tem os valores positivos) e pode ser definido a partir da equação (1):

$$\delta = 23,45 \times \sin\left(360 \times \frac{284 + n}{365}\right) \quad (1)$$

Onde n é o dia do ano em número acumulado, assim sendo o dia primeiro de janeiro equivale a 1 e o dia 31 de dezembro ao 365. Segue Tabela 1 para a definição do dia do ano:

Tabela 1 – Definição do dia do ano				
		Dia médio do Mês		
Mês	Dia do ano (n)	Data	n	δ
Janeiro	i	17	17	-20,9
Fevereiro	31 + i	16	47	-13
Março	59 + i	16	75	-2,4
Abril	90 + i	15	105	9,4
Maio	120 + i	15	135	18,8
Junho	151 + i	11	162	23,1
Julho	181 + i	17	198	21,2
Agosto	212 + i	16	228	13,5
Setembro	243 + i	15	258	2,2
Outubro	273 + i	15	288	-9,6
Novembro	304 + i	14	318	-18,9
Dezembro	334 + i	10	344	-23

Também é possível calcular o dia do ano com a equação (2):

$$n = Dia + (Mês - 1) \times 30 + Cor \quad (2)$$

Onde Dia e Mês se referem às datas do calendário e Cor é o fator de correção que deve ser inserida e é definido de acordo com a Tabela 2:

Tabela 2 - Fator de Correção	
Cálculo do Fator de Correção	Cor
	Mês ≤ 2 $\text{Int}\left(\frac{\text{Mês}}{2}\right)$
	$2 < \text{Mês} \leq 8$ $\text{Int}\left(\frac{\text{Mês}}{2}\right) - 2$
	Mês > 8 $\text{Int}\left(\frac{\text{Mês}}{2} + \frac{1}{2}\right) - 2$

Outro fator geoespacial que influência no cálculo da energia Solar é o ângulo horário (ω). Conforme a Terra executa seu movimento de rotação a incidência dos raios solares se modifica em uma determinada região. Para se definir o ângulo horário utiliza-se a equação (3):

$$\omega = (HS - 12) \times 15 \quad (3)$$

Onde HS é chamado de Hora Solar e pode ser calculada de acordo com a equação (4):

$$HS = HL + \left(\frac{4 \times (L_m - L_l) + E}{60} \right) \quad (4)$$

Onde:

- HL refere-se a hora legal local
- L_m é a longitude do meridiano da hora legal local
- L_l é a longitude do meridiano do local em questão
- E relaciona-se ao tempo em minutos e segue a equação (5):

$$E = 0,01719 + 0,4281456 \times \cos(B) - 7,3520484 \times \sin(B) - 3,349758 \times \cos(2B) - 9,371988 \times \sin(2B) \quad (5)$$

E por fim, B é definido pela equação (6):

$$B = (n - 1) \times \frac{360}{365} \quad (6)$$

O próximo parâmetro geoespacial importante é o ângulo zenital, que é o ângulo formado entre o Sol e a reta normal a superfície, como representado na Figura 4:

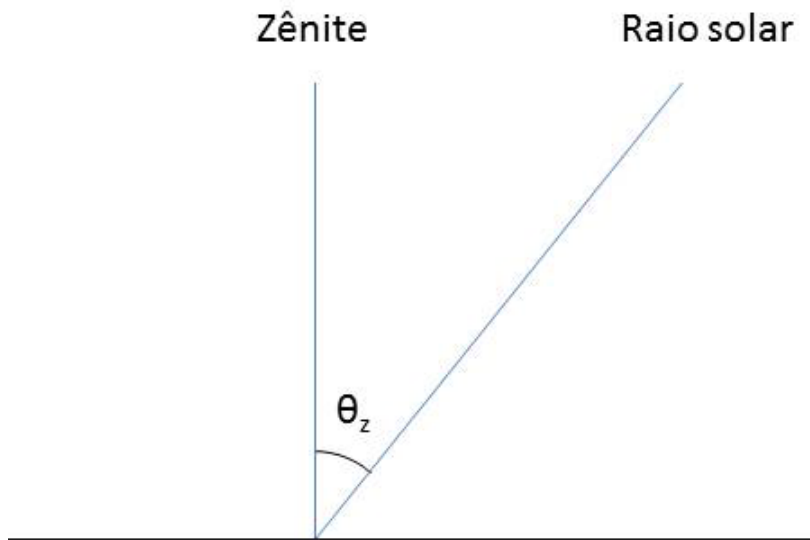


Figura 4 - Angulo Zenital

O ângulo segue a equação (7):

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \Phi + \cos \delta \cos \Phi \cos \omega \quad (7)$$

Onde:

- Φ é a latitude do local

Outro parâmetro relevante para a análise é o azimuth Solar, que é o ângulo formado entre a projeção do raio Solar no plano horizontal e a direção norte no plano horizontal, para o hemisfério sul segue a equação (8) e é exemplificado na Figura 5:

$$\gamma_s = [sinal\ de\ (\omega)]módulo \left[\arccos \left(\frac{\cos \theta_z \sin \Phi - \sin \delta}{\sin \theta_z \cos \Phi} \right) \right] \quad (8)$$

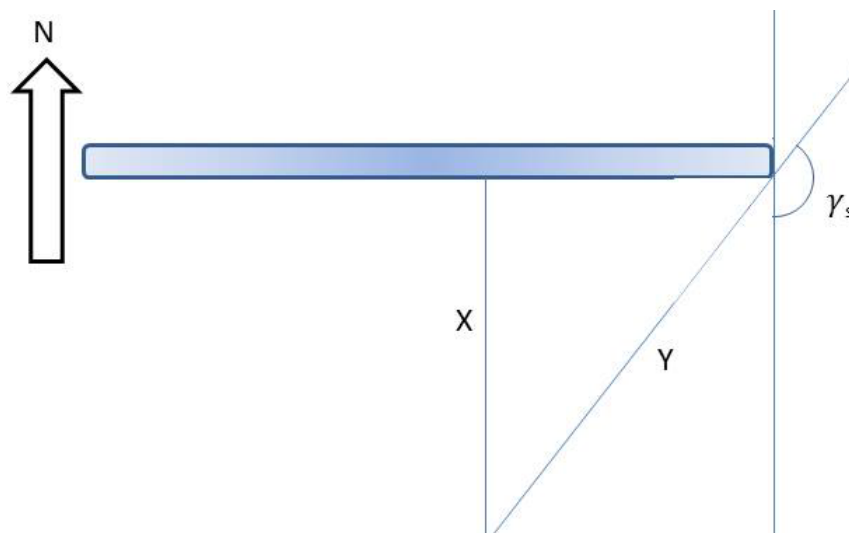


Figura 5 - Visão Aérea da Projeção da Sombra

Onde Y é a projeção da sombra e X é a distância considerando o eixo norte-sul. O ângulo azimutal solar é medido a partir do sul indo em direção ao norte no sentido horário.

3.3. Radiação Direta e Indireta

Na distância média Sol-Terra o fluxo de radiação Solar cujo valor atualmente aceito é $GSC (W/m^2) = 1353$. A radiação que incide sobre a Terra sofre algumas alterações quando entra pela atmosfera, parte da radiação que “passa” pela atmosfera e atinge o solo de forma direta é chamada de “Radiação Incidente Direta”, outra parte é dispersa pela ação da atmosfera e atinge o solo do modo difuso e é chamada então de “Radiação Incidente Difusa do céu”. Além disso, a radiação que incide sobre as superfícies pode ser refletida e atingir outros locais, esta radiação é chamada de “Radiação Incidente Difusa de Outras Superfícies”.

Alguns equipamentos são capazes de utilizar todas estas formas de radiação, outros apenas a radiação direta, assim é necessário determinar o valor de cada uma dessas parcelas nas medições.

Para tanto devemos definir as médias mensais diárias de radiação extraterrestre, que segue a equação (9):

$$\begin{aligned} \bar{H}_0 = \frac{24 \times 3600 G_{SC}}{\pi} \times \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365} \right) \\ \times \left(\cos \Phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin \Phi \sin \delta \right) \end{aligned} \quad (9)$$

Onde:

- Φ é a latitude do local
- δ é a declinação Solar
- ω_s é o ângulo horário do nascimento ou por do Sol, definido pela equação (10), sendo que ângulos negativos são utilizados para a parte da manhã e ângulos positivos para a parte da tarde:

$$\cos \omega_s = -\tan \Phi \tan \delta \quad (10)$$

Para calcular a média mensal utiliza-se o dia médio e sua declinação Solar. Também é possível calcular a radiação horária extraterrestre seguindo a equação (11):

$$\begin{aligned} I_0 = 1,38 \times 10^4 G_{SC} \times \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365} \right) \\ \times \left(\cos \Phi \cos \delta \sin(\omega_{s2} - \omega_{s1}) + \frac{\pi(\omega_{s2} - \omega_{s1})}{180} \sin \Phi \sin \delta \right) \end{aligned} \quad (11)$$

Utilizando o ângulo ω_s é possível calcular a duração de insolação, seguindo a equação (12):

$$N = \frac{2 \times \omega_s}{15} \quad (12)$$

Então compara-se esta média mensal com o a radiação media mensal sobre superfície horizontal (\bar{H}) e obtém-se o Índice de Claridade Média Mensal, segundo a equação (13):

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \quad (13)$$

Com base neste índice é possível calcular a relação entre a componente difusa média e a radiação média em superfície horizontal de acordo com a equação (14):

$$\begin{aligned} \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = & 0,775 + 0,0653(\omega_s - 90) \\ & - [0,505 + 0,0455(\omega_s - 90) \times \cos(115\bar{K}_T - 103)] \end{aligned} \quad (14)$$

A inclinação da superfície irá interferir na incidência Solar, assim, a razão entre a incidência direta de radiação em uma superfície inclinada e uma superfície horizontal é dada pela equação (15):

$$\bar{R}_b = \frac{\bar{H}_{bT}}{\bar{H}_b} \quad (15)$$

Liu e Jordan assumiram que esta razão poderia ser estimada pelo seu valor sem a interferência da atmosfera e por fim propuseram a equação (16) para superfícies no hemisfério sul inclinadas diretamente para o Equador:

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\Phi + \beta) \cos \delta \sin \omega_s^* + (\pi/180) \omega_s^* \sin(\Phi + \beta) \sin \delta}{\cos(\Phi) \cos \delta \sin \omega_s + (\pi/180) \omega_s \sin(\Phi) \sin \delta} \quad (16)$$

Onde

- β é a inclinação da superfície
- ω_s^* representa o ângulo horário do alvorecer Solar para a superfície inclinada no dia médio do mês, o ângulo segue a equação (17):

$$\omega_s^* = \min \left\{ \begin{array}{l} \arccos(-\tan \Phi \tan \delta) \\ \arccos(-\tan(\Phi + \beta) \tan \delta) \end{array} \right. \quad (17)$$

Por fim chegamos à equação (18) que representa a radiação total em uma superfície inclinada:

$$\bar{H}_T = \bar{H} \left(1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \right) \bar{R}_b + \bar{H}_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \bar{H} \times \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (18)$$

Onde a parcela “ $\bar{H} \left(1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \right) \bar{R}_b$ ” refere-se à incidência direta, a parcela “ $\bar{H}_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right)$ ” é relativa à incidência difusa e o termo “ $\bar{H} \times \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$ ” é a parcela de incidência refletida pelos arredores da superfície.

3.4. Coletor Solar

Existe no mercado uma grande variedade de tipos de coletores solares que se diferenciam em forma, função e tamanho. Um coletor consagrado para a utilização em usinas de energia é o coletor tipo calha parabólica, apresentado na Figura 6:



Figura 6 - Coletor Solar Parabólico Tipo Calha LS-2

Fonte: <http://www.geni.org>

O coletor é composto de 2 equipamentos principais, o concentrador e o absorvedor. O concentrador é composto pelos espelhos e a estrutura de suporte que formam a parábola do coletor, e o absorvedor é o tubo localizado no foco das parábolas, como mostrado na Figura 7. O coletor concentrador utiliza-se da geometria para que a radiação direta do Sol seja concentrada no ponto focal da parábola, onde se localiza o absorvedor.

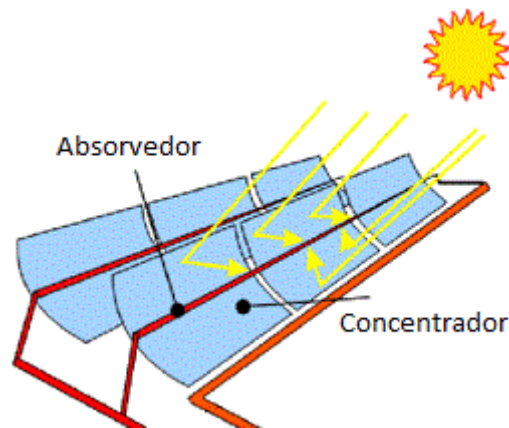


Figura 7 - Composição do Coletor Concentrador Solar
Fonte: http://www.nrel.gov/csp/troughnet/Solar_field.html

O concentrador é fabricado por diversas empresas, tais como SolarLib (Israel), Qingdao Huamao Metal Manufacturing Co. (China), LUZ (EUA). Neste trabalho utilizaremos o concentrador LS-2 da empresa LUZ, já apresentado na Figura 6, o LS-2 é formado por 20 espelhos com refletividade de $93 \pm 1,5\%$.

As dimensões do concentrador são:

- Abertura: 5m
- Comprimento: 7,8m
- Distância Focal: 1,84m

O absorvedor neste tipo de coletor é formado basicamente por um tubo de aço com uma camada absorvedora, feita de materiais como cromo negro com níquel ou níquel negro em aço galvanizado, e um envoltório de vidro de baixa refletividade. Entre o envoltório de vidro e o tubo é necessário que se atinja quase o vácuo para minimizar ao máximo as perdas por condução. O absorvedor é apresentado na Figura 8



Figura 8 - Foto de um Absorvedor de Coletor Calha Parabólica
Fonte: <http://www.himincsp.com/1-3-parabolic-trough-receiver.html>

Para o absorvedor também existem diversos fabricantes como o Hi-Min, Solel e Schott. Neste estudo utilizaremos o absorvedor PTR-70 da Schott, que tem as seguintes características:

- Tubo Absorvedor
 - Absortância: 95,5%
 - Diâmetro externo: 70 mm
 - Diâmetro interno: 66 mm
 - Emissividade: 9,5%
 - Comprimento: 4,06m (a 25°C)
- Envoltório de vidro
 - Diâmetro externo: 125 mm
 - Transmitância: 96,5%

Esta configuração foi ensaiada pelo Sandia National Laboratories utilizando plataforma rotatória no NSTTF (National Solar Thermal Test Facility) seguindo procedimento padrão, para definir as perdas térmica e a eficiência do coletor Solar em razão da diferença de temperatura entre a temperatura média do fluido de trabalho e a temperatura ambiente. A curva de eficiência é apresentada na Figura 9 e o conjunto montado para o teste é apresentado na Figura 10

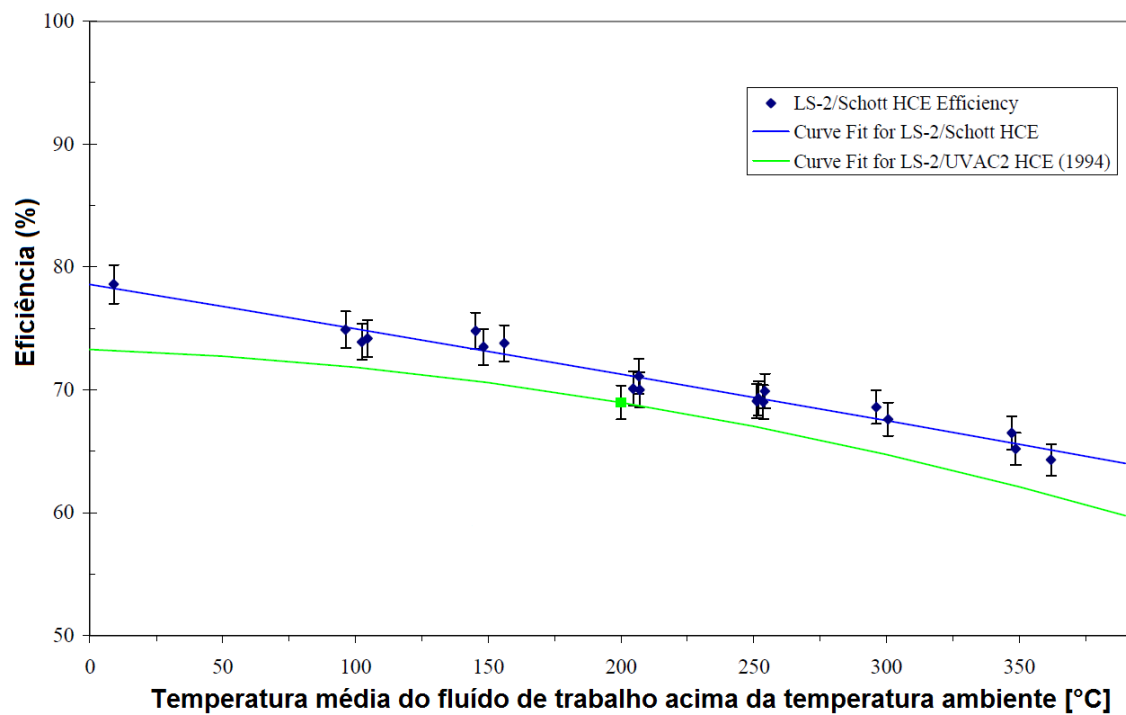


Figura 9 - Curva de Eficiência do absorvedor PTR 70 em um concentrador LS-2



Figura 10 - Coletor Parabólico LS-2 com absorvedor PRT 70 na plataforma giratória

Fonte: Final Test Results for the Schott HCE on a LS-2 Collector

É possível explicitar em forma analítica e algébrica a curva obtida nos testes. Assim temos a equação (19):

$$\eta = 78,59 - 0,0357T_{mf} - 4,33 \times 10^{-6}T_{mf}^2 \quad (19)$$

Onde:

- T_{mf} é a temperatura média do fluído acima da temperatura do ambiente

3.5. Análise do Ciclos de Rankine

A lei de Conservação da Energia dita que a energia não pode ser criada ou nem destruída, mas permanece inalterada em um sistema isolado. Expressa de forma matemática, temos a equação (20):

$$\left(\frac{dE_n}{dt}\right)_{VC} = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e\right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s\right) + \dot{Q} - \dot{W} \quad (20)$$

Onde:

- $\left(\frac{dE_n}{dt}\right)_{VC}$ significa a variação de energia em um determinado período de tempo no volume de controle.
- O índice “e” indica a massa que entra, e o índice “s” a massa que sai do volume de controle.
- \dot{m} é a vazão mássica dada em [kg/s].
- h é a entalpia dada em [kJ/kg].
- $\frac{V_x^2}{2}$ simboliza a energia cinética da massa.
- Z é a energia potencial.
- \dot{Q} é o fluxo calor, por convenção valores positivos são de fluxo para o volume de controle.
- \dot{W} é o trabalho, por convenção valores positivos indicam trabalho realizado pelo volume.

Para nosso estudo tanto energia cinética quanto a energia potencial podem ser desprezadas, e a equação (20) para regime permanente pode ser simplificada para a equação (21):

$$\sum \dot{m}_e h_e + \dot{Q} = \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W} \quad (21)$$

3.6. Ciclos Carnot e Rankine

O Ciclo de Carnot é o processo ideal de maior rendimento térmico entre um reservatório quente e um reservatório frio, que podem ser utilizados para um processo motor térmico. Um exemplo de ciclo Carnot é mostrado na Figura 11

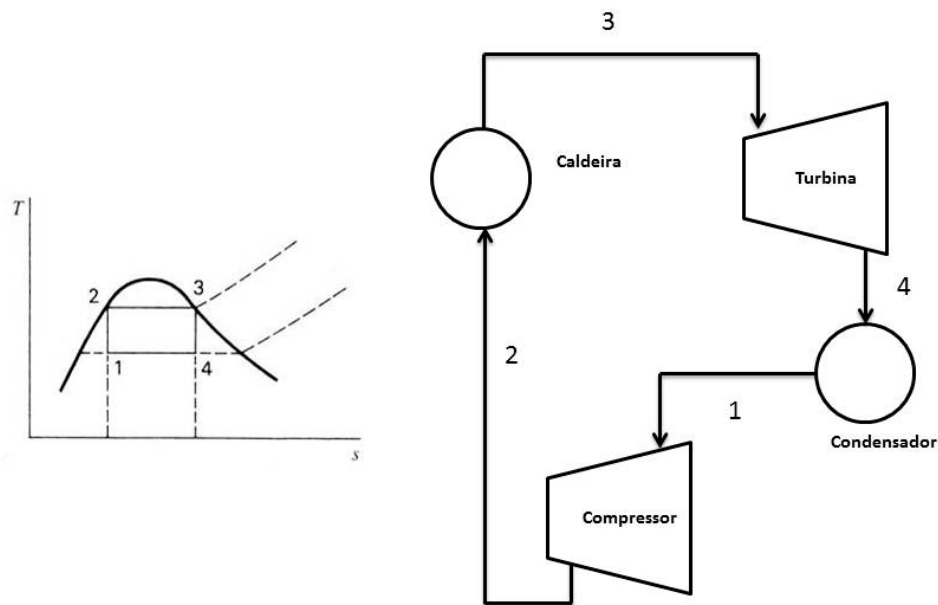


Figura 11 - Ciclo Carnot

- 1-2 Compressão Isentrópica – no compressor
- 2-3 Aquecimento isotérmico – no gerador de vapor
- 3-4 Expansão Isentrópica – na turbina
- 4-1 Resfriamento isotérmico – no condensador

O trabalho útil gerado por esse processo é igual à área interna do quadrado delimitado por 1, 2, 3, 4.

O ciclo Rankine faz uma aproximação real entre o ciclo de Carnot e sua aplicação. O diagrama T x s na Figura 12 mostra este ciclo.

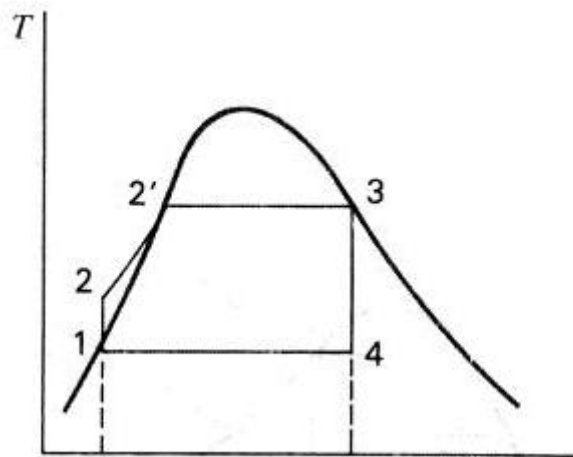


Figura 12 - Ciclo Rankine Simples

Nele o bombeamento (1-2) é feito em fase líquida e para tanto é necessário a condensação completa do fluido de trabalho (4-1). Outra modificação é o aquecimento do fluido (2-3) de forma isobárica, e apenas e parcialmente isotérmico na mudança de fase.

O ciclo Rankine teórico prevê uma expansão isentrópica no processo de 3-4 que não só não pode ser realizada devido a irreversibilidades do processo de expansão que se afastam do processo isentrópico, mas também pelo fato de que estado 4 é vapor úmido não compatível com a operação de turbinas existentes. Por este motivo o fluido na fase vapor saturado 3 é superaquecido para o estado 3' mostrado na Figura 13 que representa um ciclo Rankine ideal exequível com equipamentos existentes. O trabalho líquido realizado por este ciclo é dado pela área do polígono 1-2-2'-3-3'-4'-1

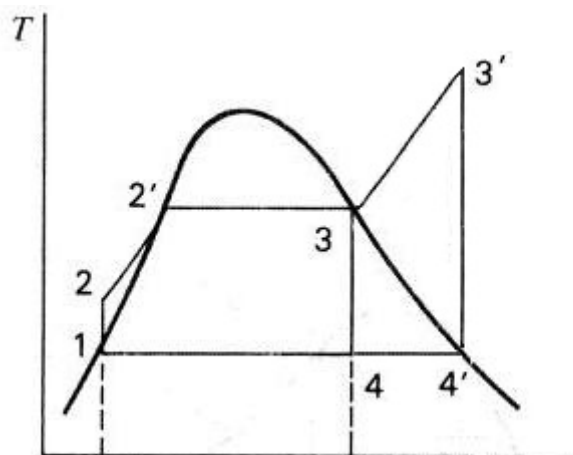


Figura 13 - Ciclo Rankine com Superaquecimento

Da Figura 13 observa-se que quanto maior for a temperatura de superaquecimento 3' maior será o trabalho obtido em um ciclo, todavia a temperatura 3' tem o limite operacional dos materiais utilizados na construção de superaquecedores e turbinas. Por essa razão o vapor extraído da turbina ao invés de ser condensado, passa por um novo reaquecimento e superaquecimento até o ponto 3''' dando origem ao ciclo Rankine com reaquecimento mostrado na Figura 14. Um ciclo Rankine com reaquecimento pode ter tantos reaquecimentos quanto o diferencial de pressão entre o gerador de vapor e o condensador assim o permitirem. No nosso caso foi possível fazer dois reaquecimentos:

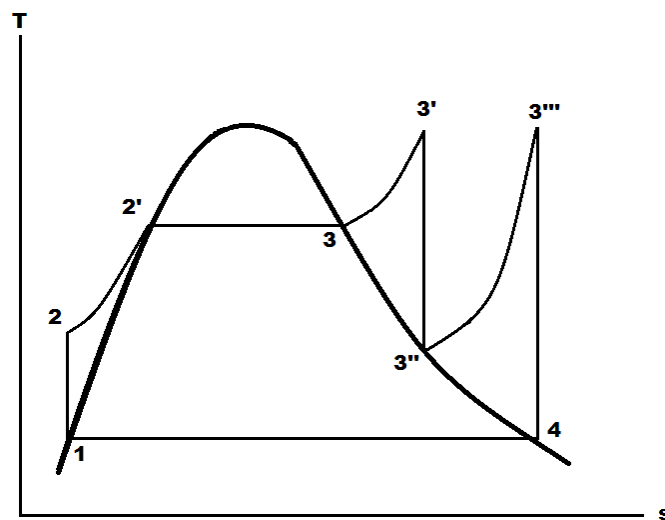


Figura 14 - Ciclo Rankine com Reaquecimento

No ciclo Rankine que utilizaremos as turbinas não tem expansão isentrópica conforme mostrado na Figura 14, sua análise é feita através do uso da definição de rendimento isentrópico da turbina definido pela equação (22).

$$\eta = \frac{W_r}{W_s} \quad (22)$$

Onde:

- W_r é o Trabalho real da turbina em um processo irreversível
- W_s é o Trabalho isentrópico

Turbinas a vapor utilizadas em ciclo Rankine com reaquecimento tem sua eficiência entorno de 70% a 88%. Aplicando a equação (21) para o caso real e o caso isentrópico chegamos à equação (23):

$$\eta = \frac{h_{er} - h_{sr}}{h_{er} - h_{ss}} \quad (23)$$

Onde:

- h_{er} é a entalpia do vapor na entrada da turbina
 - h_{sr} é a entalpia do vapor na saída da turbina
 - h_{ss} é a entalpia de saída do vapor no processo isentrópico
4. Especificação de um ciclo Rankine para gerar energia elétrica no município de Irapuã-SP
- 4.1. Município de Irapuã

O município de Irapuã está localizado no noroeste do estado de São Paulo, na latitude 21° 16' 46" Sul e longitude 49° 24 '32" Oeste, esquematizado na Figura 15 e na Figura 16. Segundo o Censo de 2010 a população é de 7.275 habitantes e a cidade tem 257.908 km² de extensão territorial. A economia se baseia na agropecuária, e nos últimos anos pequenas indústrias estão se instalando no local.



Figura 15 - Mapa do Estado de São Paulo - Irapuã em destaque

Fonte: www.mapasparacolorir.com.br



Figura 16 - Município de Irapuã em destaque

A radiação Solar global por mês é apresentada na Tabela 3. Os dados do Atlas Solarimétrico fornece a radiação média diária mensal no plano horizontal (\bar{H}) mostrados na Tabela 3:

Tabela 3 - Radiação Solar Global por mês

Mês	\bar{H} [MJ/m².dia]
Janeiro	18
Fevereiro	18
Março	16
Abril	14
Maio	12
Junho	12
Julho	14
Agosto	14
Setembro	16
Outubro	18
Novembro	18
Dezembro	20

Os dados meteorológicos correspondentes à estação de medição da cidade estão apresentados na Tabela 4:

Tabela 4 - Temperaturas min, max e média mensais em Irapuã

Temperatura do ar (°C)				
Mês	Min	Max	Média	Precipitação (mm)
JAN	19.8	31.4	25.6	239.3
FEV	20.0	31.5	25.7	192.3
MAR	19.3	31.3	25.3	163.9
ABR	16.8	30.0	23.4	81.1
MAI	14.2	28.2	21.2	57.4
JUN	12.9	27.2	20.0	37.1
JUL	12.3	27.5	19.9	27.4
AGO	13.9	30.1	22.0	26.2
SET	16.0	31.1	23.6	66.0
OUT	17.6	31.3	24.5	103.4
NOV	18.3	31.3	24.8	143.2
DEZ	19.3	31.0	25.2	230.0
Ano	16.7	30.2	23.4	1367.3
Min	12.3	27.2	19.9	26.2
Max	20.0	31.5	25.7	239.3

Fonte: www.cpa.unicamp.br/outras-informacoes/clima_muni_249.html

5. Dimensionamento do ciclo Rankine para uma potência de 5 MW

A região é abastecida pela distribuidora Rede Energia, e segundo dados da empresa no 1º trimestre de 2011 a cidade de Irapuã consumiu 9.054MWh de

energia. Apesar das pequenas indústrias a carga da cidade é basicamente residencial tendo um perfil aproximado como mostrado na Figura 17:

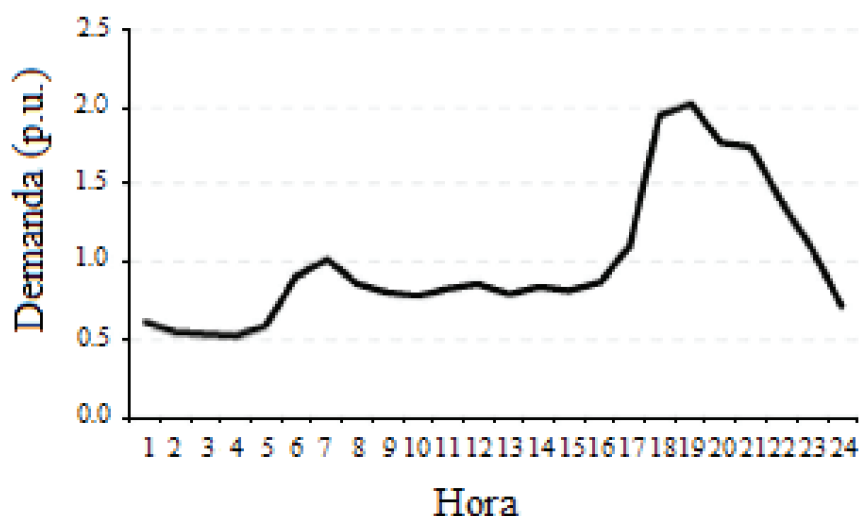


Figura 17 - Curva de carga típica de consumidor residencial
Fonte: ALGORITMOS PARA ESTIMAR CURVAS DE CARGAS A PARTIR DE PADRÕES DE HÁBITOS DE CONSUMO

A demanda média da cidade é aproximadamente 3,2 MW. Assim uma central de 5 MW seria capaz de abastecer a cidade quase que na sua totalidade.

5.1. Fluido Térmico

O estudo irá utilizar fluido térmico para alcançar temperaturas mais elevadas sem que o fluido entre na fase gasosa. Este fluido será utilizado nos coletores concentradores, onde será aquecido, e armazenado em tanque com isolamento térmico, para posteriormente ser utilizado em um trocador de calor para aquecer água desmineralizada e transformá-la em vapor superaquecido.

Foi escolhido então o fluido térmico Dowtherm A, da empresa Dow Chemicals. Este fluido resiste sem grandes desgastes a temperaturas de até 400°C e pressões de 10,6 bar. Nestas condições o tempo de vida útil esperado do fluido é de 10 anos. Além disso, o fluido não corrói metais ou ligas metálicas comuns.

5.2. Turbina

A turbina é o equipamento que transforma a energia contida no vapor superaquecido em energia mecânica no eixo. O elemento principal de uma

turbina é a roda ou rotor que conta com palhetas, hélices, lâminas ou cubos entorno de sua circunferência para que o fluxo de vapor produza força nas palhetas impulsionando o rotor. O eixo deste rotor está acoplado ao eixo do gerador que transforma a energia mecânica em elétrica.

As turbinas GE serie SDF podem gerar entre 5MW e 100MW utilizando vapor a 30 bar e 300°C e serão as turbinas utilizadas neste estudo. A Figura 18 apresenta a turbina:

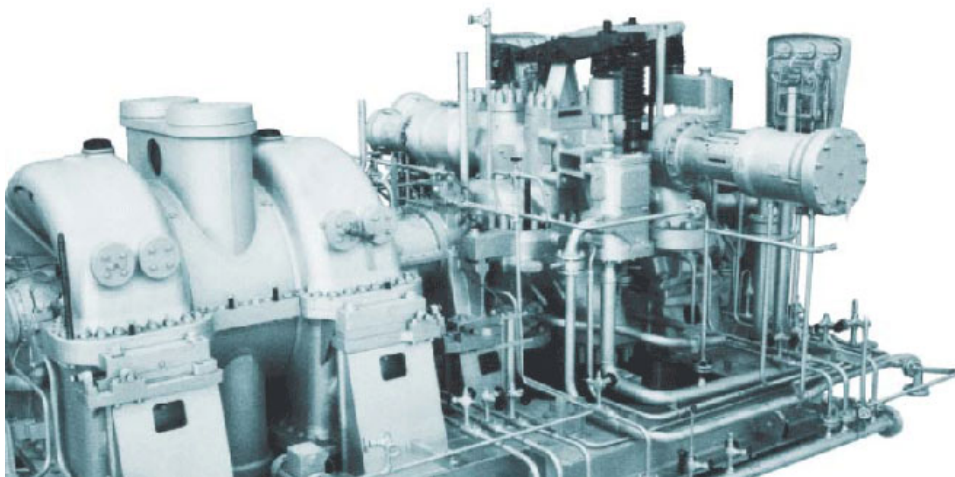


Figura 18 - Turbina GE, serie SDF
Fonte: <http://www.ge-energy.com>

5.3. Gerador de Vapor

O gerador de vapor é o equipamento onde ocorre a transferência de calor do fluído de trabalho dos coletores solares para o fluído de trabalho das turbinas, no nosso caso a transferência se dá, do fluído térmico Dowtherm A para a água desmineralizada.

Composto por tubos e vasos de pressão este gerador de vapor é capaz de produzir vapor superaquecido para alimentar a turbina.

O gerador de vapor utilizado neste estudo será o HTF Heater da Thermax. Normalmente utilizado em temperaturas próximas a 385°C e 395°C, este

gerador de vapor é empregado em usinas solares. Ele possui pré-aquecedor, evaporador, superaquecedor e reaquecedores como mostrado na Figura 19 e na Figura 20:

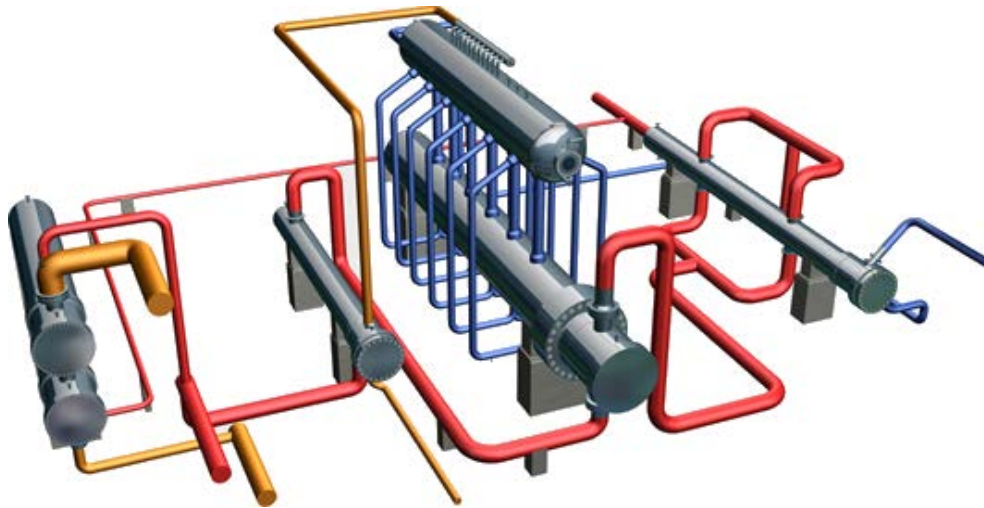


Figura 19 - HTF Heater Thermax

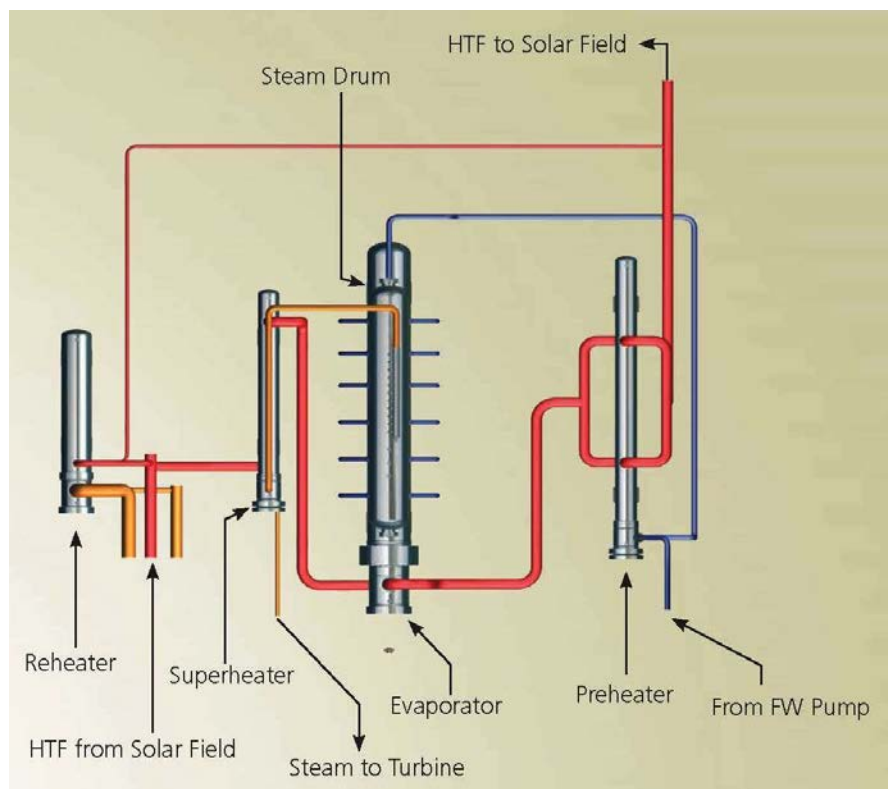


Figura 20 - Diagrama de funcionamento do HTF Heater

No diagrama da Figura 20 o caminho destacado em vermelho é percorrido pelo fluído térmico, no nosso caso o Dowtherm A. O amarelado é percorrido por vapor superaquecido e o azul por água ou vapor saturado.

O fluido térmico, na sua maior temperatura, entra no gerador de vapor diretamente no superaquecedor e nos reaquecedores, que são os pontos onde a temperatura do vapor superaquecido precisa ser maior. A saída do fluido térmico do superaquecedor é utilizada no evaporador e posteriormente no reaquecedor, depois de passar por estes equipamentos o fluido estará na sua menor temperatura dentro do gerador de vapor e será encaminhando de volta ao armazenamento para ser reaquecido nos coletores solares.

A água/vapor obedece o sentido contra corrente, entrando pelo lado dos pré-aquecedores em sem estado menos quente e saindo do superaquecedor como vapor na maior temperatura. Este vapor superaquecido é o que alimentará as turbinas.

6. Cálculos

6.1. Limites e Definições

A Figura 21 representa o esquema básico de funcionamento do ciclo Rankine com reaquecimento utilizado neste estudo:

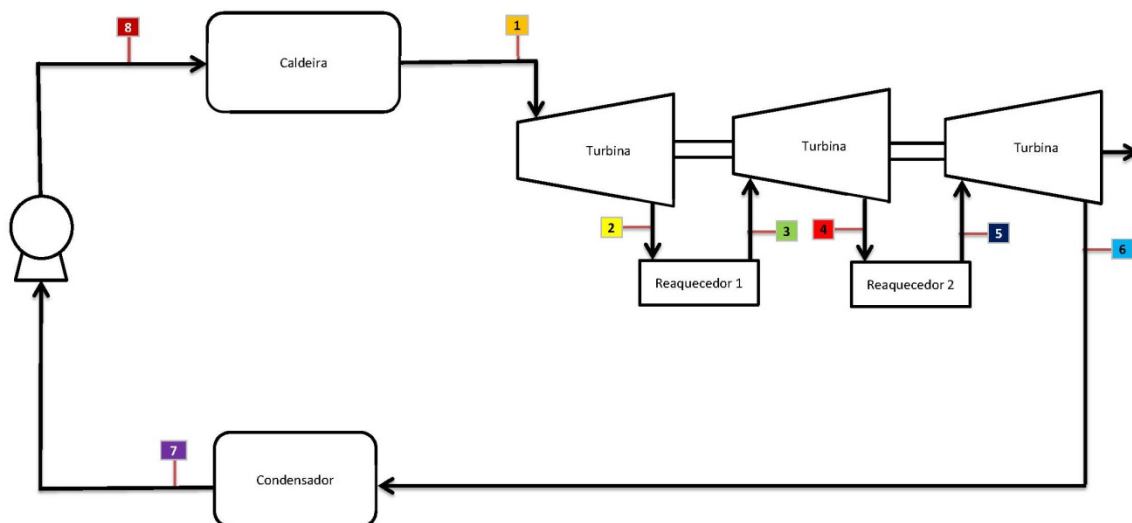


Figura 21 - Esquemático do Ciclo Rankine

6.2. Balanço térmico considerando turbinas ideais isentrópicas

O balanço térmico com uma turbina em três estágios é realizado a partir dos dados da Tabela 5, definidos para atender as especificações da turbina:

Tabela 5 - Dados de Vapor Superaquecido na entrada do 1º estágio da Turbina

1 - Vapor Superaquecido		
Temperatura	330	°C
Pressão	3	Mpa
Entalpia	3068	kJ/kg
Entropia	6,665	kJ/kg.K

Define-se também na Tabela 6 os dados de saída do vapor da turbina:

Tabela 6 - Dados de Vapor Saturado na saída do 3º estágio da Turbina

6 - Vapor Saturado		
Temperatura	45,81	°C
Pressão	0,01	Mpa
Entalpia	2585	kJ/kg
Entropia	8,15	kJ/kg.K

Com estes dois dados podemos encontrar os estágios intermediários. Para a 1ª análise estamos considerando as turbinas como isentrópicas. A saída do 1º estágio apresenta os dados da Tabela 7, para vapor saturado:

Tabela 7 - Dados de vapor na saída no 1º estágio da Turbina

2 - Vapor Saturado		
Temperatura	170,16	°C
Pressão	0,7949	Mpa
Entalpia	2768,85	kJ/kg
Entropia	6,665	kJ/kg.K

Deve-se garantir que a temperatura do vapor de saída do Reaquecedor 2 não ultrapasse a temperatura do vapor de entrada do 1º estágio, face às condições de temperatura do fluido térmico proveniente do campo de coletores solares. Então foi escolhido 320°C e as características de entrada do 3º estágio são apresentadas na Tabela 8, considerando a entropia do ponto 6:

Tabela 8 - Dados de vapor na entrada do 3º estágio da Turbina

5 - Vapor Superaquecido		
Temperatura	320	°C
Pressão	0,1337	Mpa
Entalpia	3114	kJ/kg
Entropia	8,15	kJ/kg.K

Como o aquecimento do vapor é feito em processo isobárico temos as seguintes características de vapor na saída do 2º estágio apresentado na Tabela 9:

Tabela 9 - Dados de vapor na saída do 2º estágio da Turbina

4 - Vapor Saturado		
Temperatura	108	°C
Pressão	0,1337	Mpa
Entalpia	2688	kJ/kg
Entropia	7,262	kJ/kg.K

E por fim pode-se encontrar as características ideais do vapor na entrada do 2º estágio, ressaltando-se que esse vapor deve ter a mesma entropia do vapor de saída do 2º estágio e a mesma pressão do vapor de saída do 1º estágio, apresentado na Tabela 10:

Tabela 10 - Dados de Vapor na entrada do 2º estágio da Turbina

3 - Vapor Superaquecido		
Temperatura	307,1	°C
Pressão	0,7949	Mpa
Entalpia	3072	kJ/kg
Entropia	7,262	kJ/kg.K

6.3. Balanço térmico levando em conta as eficiências das turbinas

Feito os cálculos com as entalpias ideais devemos levar em consideração a eficiência das turbinas, portanto utilizando a equação (23) temos os seguintes valores para o ciclo Rankine com reaquecimento apresentado na Figura 22:

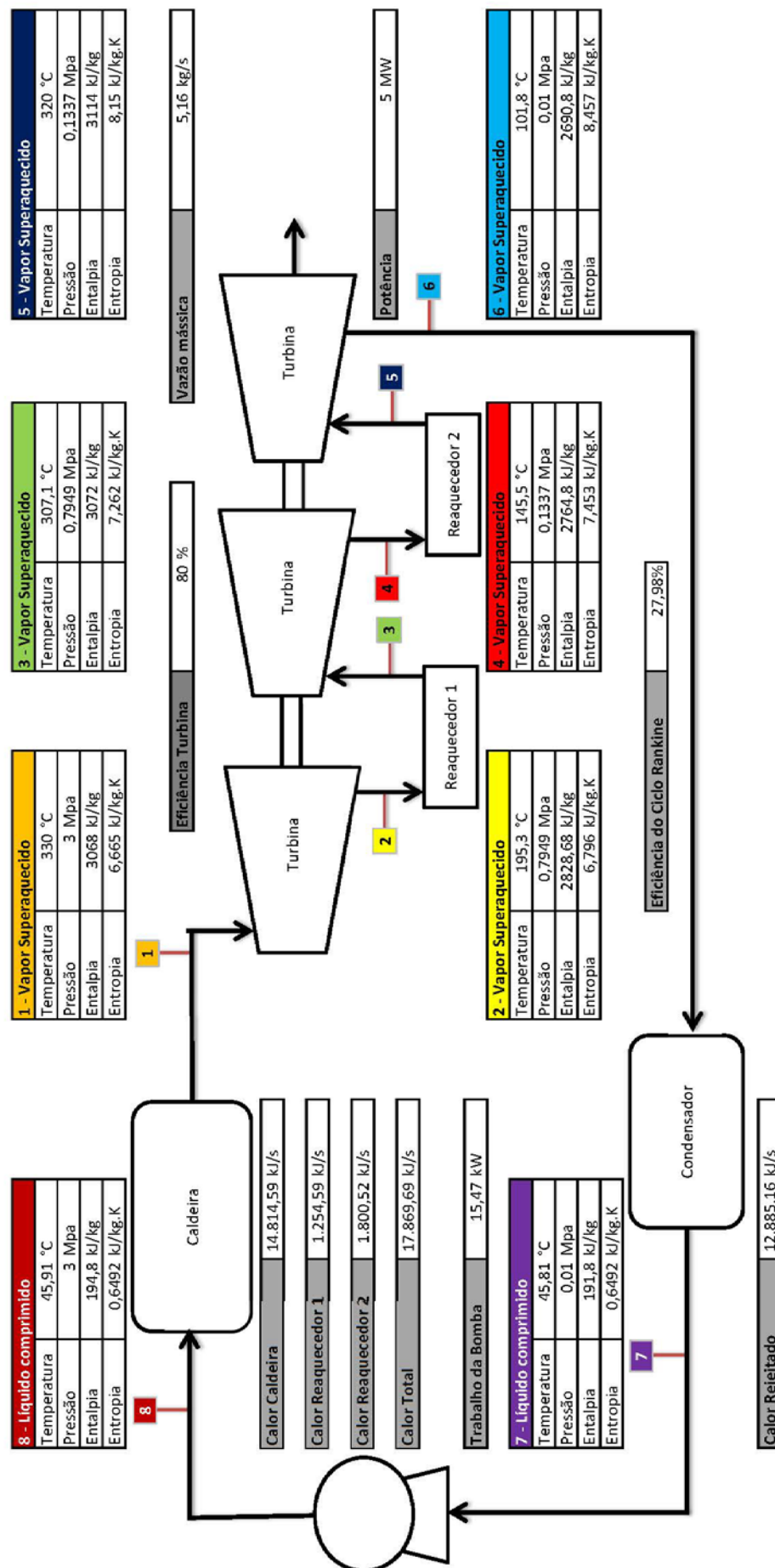


Figura 22 - Balanço térmico considerando a eficiência das turbinas

Para produzir os 5MW da usina é necessário definir a vazão mássica de vapor, para tanto utilizamos a equação (21) para cada um dos estágios da turbina, a soma do Trabalho dos estágios deve resultar em 5MW. Assim temos:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{W}}{(h_{e1} + h_{e2} + h_{e3} - h_{s1} - h_{s2} - h_{s3})} \quad (24)$$

$$\dot{m}_v = \frac{5000}{(3068 + 3072 + 3114 - 2828,68 - 2764,8 - 2690,8)} \quad (25)$$

$$\dot{m}_v = 5,15 \text{ [kg/s]} \quad (26)$$

Utilizando a equação (21), e sabendo que o vapor é condensado em processo isobárico pode-se encontrar o calor rejeitado no Condensador:

$$\dot{Q}_C = 5,15 * (2690,8 - 191,8) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_C = 12.885,16 \text{ [kJ/s]} \quad (28)$$

O trabalho da útil Bomba de inserção de liquido na caldeira e dado por:

$$\dot{W}_B = 5,15 * (194,8 - 191,8) \quad (29)$$

$$\dot{W}_B = 15,46 \text{ [kJ/s]} \quad (30)$$

O calor fornecido ao fluido de trabalho na caldeira é dado por:

$$\dot{Q}_{TR} = 5,15 * (3068 - 194,8) \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{TR} = 14.814,59 \text{ [kJ/s]} \quad (32)$$

A carga térmica dos reaquecedores é dada por:

$$\dot{Q}_{R1} = 5,15 * (3072 - 2828,68) \quad (33)$$

$$\dot{Q}_{R1} = 1.254,59[\text{kJ/s}] \quad (34)$$

$$\dot{Q}_{R2} = 5,15 * (3114 - 2764,8) \quad (35)$$

$$\dot{Q}_{R2} = 1.800,52[\text{kJ/s}] \quad (36)$$

As demandas térmicas na caldeira e nos reaquecedores deverão ser atendidas pelo campo de coletores por tanto:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{TR} + \dot{Q}_{R1} + \dot{Q}_{R2} \quad (37)$$

$$\dot{Q}_T = 14.814,59 + 1.254,59 + 1.800,52 \quad (38)$$

$$\dot{Q}_T = 17.869,69 [\text{kJ/s}] \quad (39)$$

\dot{Q}_T é carga térmica a ser atendida pelos coletores solares

6.4. Área de coletores

Para dimensionar o campo de coletores o primeiro passo é definir a área de captação da energia Solar. Utilizando os dados de longitude, latitude, temperatura média e radiação global por mês apresentados anteriormente para a cidade de Irapuã podemos definir os parâmetros geoespaciais para todos os meses do ano.

Define-se que o eixo dos coletores solares será Leste-Oeste, deste modo a inclinação, β , será alterada diariamente para que a soma da inclinação com a latitude coincida com a declinação Solar do mês, assim temos a Tabela 11 utilizando a equação (1):

Tabela 11 - Cálculo da Declinação Solar e Inclinação dos Coletores para cada mês

Mês	δ [°]	β [°]
Janeiro	-20,92	0,42
Fevereiro	-12,95	8,39
Março	-2,42	18,92
Abril	9,41	30,75
Maio	18,79	40,13
Junho	23,09	44,43
Julho	21,18	42,52
Agosto	13,45	34,79
Setembro	2,22	23,56
Outubro	-9,60	11,74
Novembro	-18,91	2,43
Dezembro	-23,05	-1,71

O próximo passo é calcular o ângulo horário do pôr do Sol e o ângulo horário do pôr do Sol para a superfície inclinada utilizando as equações (10) e (17), respectivamente apresentados na Tabela 12:

Tabela 12 - Cálculo do ângulo horário do crepúsculo e ângulo horário do crepúsculo para superfície inclinada

Mês	ω_s [°]	ω_s^* [°]
Janeiro	98,59	98,40
Fevereiro	95,16	93,03
Março	90,95	90,10
Abril	86,29	86,29
Maio	82,36	82,36
Junho	80,41	80,41
Julho	81,29	81,29
Agosto	84,64	84,64
Setembro	89,13	89,13
Outubro	93,79	91,64
Novembro	97,69	96,74
Dezembro	99,57	99,57

E com estes dados é possível calcular a razão entre a incidência direta de radiação em uma superfície inclinada e uma superfície horizontal pela equação (16), valores apresentados na Tabela 13:

Tabela 13 - Cálculo da razão entre incidência direta de radiação em superfície inclinada e superfície horizontal

Mês	\bar{R}_b
Janeiro	0,9984
Fevereiro	0,9908
Março	1,0484
Abril	1,2226
Maio	1,4706
Junho	1,6292
Julho	1,5548
Agosto	1,3152
Setembro	1,1012
Outubro	1,0005
Novembro	0,9924
Dezembro	1,0078

Dando continuidade aos cálculos devemos estabelecer as médias mensais de radiação extraterrestre, que podem ser obtidas tanto pela equação (9) ou interpolando-se os valores tabelas na literatura, assim obtemos os valores da Tabela 14:

Tabela 14 - Cálculo das médias mensais de radiação extraterrestre

Mês	$\bar{H}_0 (-21,34^\circ)$ [MJ/m²]
Janeiro	41,99
Fevereiro	40,00
Março	36,13
Abril	30,76
Maio	25,93
Junho	23,48
Julho	24,50
Agosto	28,54
Setembro	33,92
Outubro	38,49
Novembro	41,33
Dezembro	42,37

A seguir definimos na Tabela 15 o índice de claridade para cada mês utilizando a equação (13):

Tabela 15 - Cálculo do Índice de Claridade

Mês	\bar{K}_T
Janeiro	0,4287
Fevereiro	0,4500
Março	0,4428
Abril	0,4551
Maio	0,4628
Junho	0,5112
Julho	0,5714
Agosto	0,4906
Setembro	0,4716
Outubro	0,4676
Novembro	0,4355
Dezembro	0,4721

Utilizando a equação (14) calcula-se a razão da componente difusa e radiação na superfície horizontal, resultados apresentados na Tabela 16:

Tabela 16 - Cálculo da razão entre componente difusa e radiação em superfície horizontal

Mês	\bar{H}_d/\bar{H}
Janeiro	0,5090
Fevereiro	0,4779
Março	0,4681
Abril	0,4414
Maio	0,4215
Junho	0,3817
Julho	0,3479
Agosto	0,4097
Setembro	0,4391
Outubro	0,4587
Novembro	0,4997
Dezembro	0,4755

Como os coletores solares concentradores utilizam a radiação direta, consideramos, para calcular a radiação nos coletores concentradores inclinados, apenas a parcela referente a esta radiação da equação (18) e chegamos aos resultados apresentados na Tabela 17:

Tabela 17 - Cálculo da radiação nos coletores concentradores inclinados

Mês	\bar{H}_T [MJ/m².dia]
Janeiro	8,82
Fevereiro	9,31
Março	8,92
Abril	9,56
Maio	10,21
Junho	12,09
Julho	14,19
Agosto	10,87
Setembro	9,88
Outubro	9,75
Novembro	8,94
Dezembro	10,57

Devemos agora considerar a eficiência dos coletores concentradores parabólicos, seguindo a equação (19), temos as eficiências para cada mês apresentados na Tabela 18:

Tabela 18 - Cálculo das eficiências do coletor para cada mês

Mês	η
Janeiro	0,6501
Fevereiro	0,6501
Março	0,6499
Abril	0,6492
Maio	0,6483
Junho	0,6479
Julho	0,6478
Agosto	0,6487
Setembro	0,6493
Outubro	0,6496
Novembro	0,6497
Dezembro	0,6499

Multiplicando a radiação nos coletores inclinados pela eficiência dos coletores, chegamos a energia absorvida por m² dia, temos assim os valores da Tabela 19:

Tabela 19 - Cálculo da Energia absorvida pelos coletores concentradores

Mês	E_{abs} [MJ/m ² .dia]
Janeiro	5,74
Fevereiro	6,05
Março	5,80
Abril	6,21
Maio	6,62
Junho	7,83
Julho	9,20
Agosto	7,05
Setembro	6,42
Outubro	6,33
Novembro	5,81
Dezembro	6,87

E por fim para definir a área dos coletores concentradores transforma-se o resultado de \dot{Q}_T em [MJ/dia], dividido por E_{abs} e chegamos a área de coletores necessária para atender a carga térmica em cada mês, os resultados são apresentados na Tabela 20:

Tabela 20 - Cálculo da área dos coletores concentradores

Mês	A [m ²]
Janeiro	269.160,81
Fevereiro	255.046,34
Março	266.278,07
Abril	248.715,28
Maio	233.248,47
Junho	197.150,64
Julho	167.904,39
Agosto	218.970,85
Setembro	240.592,15
Outubro	243.774,43
Novembro	265.867,38
Dezembro	224.725,97

Como queremos que a usina produza toda sua energia a partir da fonte Solar deve-se selecionar a maior área necessária para atender a demanda térmica, neste caso, a área do mês de Janeiro (269.160,81 m²).

O coletor Solar tem 5m de abertura por 7,8m de comprimento resultando em uma área de 39m², logo serão necessários no mínimo:

$$N^{\circ} \text{ de coletores} = \frac{A}{A_c} \quad (40)$$

$$N^{\circ} \text{ de coletores} = \frac{269.160,81}{39} \quad (41)$$

$$N^{\circ} \text{ de coletores} = 6902 \text{ [unid]} \quad (42)$$

6.5. Quantidade de Coletores por linha

Considerando o fluxo utilizado no teste do laboratório SANDIA para a obtenção da curva de eficiência é possível calcular, utilizando a equação (43), a quantidade de calor absorvida em varias configurações, os resultados são apresentados na Tabela 21:

$$Q_{abs/linha} = \frac{(Qnt \text{ coletores por linha}) \times (\text{Área de um coletor}) \times E_{abs}}{N} \quad (43)$$

Tabela 21 - Cálculo do Calor absorvido por linha de coletores concentradores

Linhas		1	2	10	863
Unid/Linha		6902	3451	691	8
Total		6902	6902	6910	6904
$Q_{absorvido/linha}$ [kJ/s]	Janeiro	32.690,64	16.345,32	3.272,85	37,89
	Fevereiro	36.489,83	18.244,92	3.653,21	42,29
	Março	36.087,66	18.043,83	3.612,95	41,83
	Abril	40.344,86	20.172,43	4.039,16	46,76
	Maiο	45.070,40	22.535,20	4.512,26	52,24
	Junho	54.613,47	27.306,73	5.467,68	63,30
	Julho	63.434,10	31.717,05	6.350,76	73,53
	Agosto	46.718,01	23.359,00	4.677,22	54,15
	Setembro	40.374,50	20.187,25	4.042,13	46,80
	Outubro	38.757,90	19.378,95	3.880,28	44,92
	Novembro	33.663,06	16.831,53	3.370,21	39,02
	Dezembro	38.694,69	19.347,35	3.873,95	44,85

Com estes valores podemos calcular a entalpia de saída do fluido térmico na linha de coletores concentradores utilizando a equação (21) e considerando que o fluido térmico entra na linha a 380°C, valores apresentados na Tabela 22:

Tabela 22 - Cálculo da entalpia de saída do fluido térmico na linha de coletores

Linhas		1	2	10	863
Unid/Linha		6902	3451	691	8
Total de Coletores		6902	6902	6910	6904
Entalpia de saída da linha [kJ/kg]	Janeiro	51.532,34	26.138,92	5.830,07	804,37
	Fevereiro	57.434,61	29.090,05	6.420,98	811,21
	Março	56.809,80	28.777,65	6.358,43	810,48
	Abril	63.423,61	32.084,56	7.020,58	818,15
	Maio	70.765,02	35.755,26	7.755,57	826,66
	Junho	85.590,74	43.168,12	9.239,86	843,84
	Julho	99.294,12	50.019,81	10.611,78	859,73
	Agosto	73.324,68	37.035,09	8.011,83	829,63
	Setembro	63.469,67	32.107,58	7.025,19	818,20
	Outubro	60.958,18	30.851,84	6.773,75	815,29
	Novembro	53.043,04	26.894,27	5.981,32	806,12
	Dezembro	60.859,98	30.802,74	6.763,92	815,18

Pelas características do fluido térmico, na pressão que iremos utilizá-lo, a entalpia não deve exceder 800 kJ/kg, caso contrario o fluido começará a mudar de estado (liquido-gasoso). Escolhe-se então a configuração com 8 coletores por linha como se pode notar a entalpia ultrapassa o valor limite, então é necessário controlar a vazão de fluido dentro dos coletores para evitar o superaquecimento do fluido.

6.6. Distância entre coletores

Por conveniência de espaçamento as fileiras de coletores são dispostas uma após a outra, com o eixo de movimentação no sentido Leste-Oeste. Deste modo a fileira que está à frente projeta a sua sombra na fileira atrás. Define-se uma distância entre as linhas de coletores para garantir uma rua onde um caminhão possa passar e dar manutenção aos coletores e, além disso, minimizar a perda de energia relativa à sombra entre coletores. A Figura 23 demonstra a situação:



Figura 23 - Disposição dos Coletores assegurando espaço para manutenção

A largura média de caminhões é de aproximadamente 3,5m, para que não haja grandes riscos aos painéis durante a passagem dos caminhões vamos definir, para este estudo, que a rua para manutenção será de 6m como apresentado na Figura 24, o espaçamento deve garantir esses 6m quando os coletores se apresentam com inclinação 0°, deste modo a distância entre a base de sustentação de um coletor para o outro deve ser de 11m:



Figura 24 - Visão lateral da rua para manutenção

Devemos considerar as dimensões do coletor já apresentadas no capítulo 3.4 para calcular o tamanho da sombra projetada pelos coletores. A Figura 25 mostra os parâmetros relevantes para o cálculo da sombra:

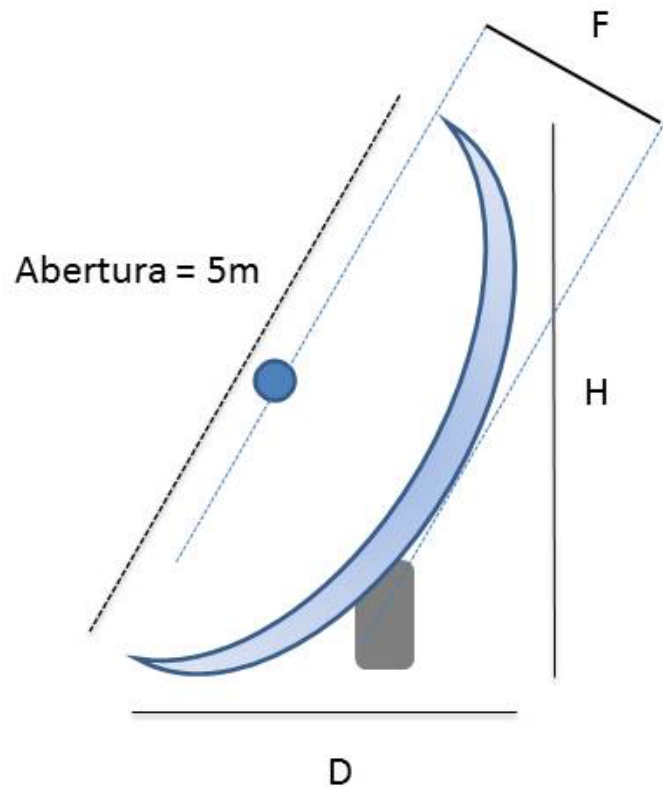


Figura 25 - Dimensões do Coletor Parabólico Concentrador

A dimensão F se relaciona ao formato parabólico do concentrador. Assim utilizando a equação reduzida da parábola (44):

$$x^2 = 2py \quad (44)$$

Onde $2p$ é a distância focal, igual a 1,84m, valor este já apresentado no item 3.4.

Como a abertura do concentrador é de 5m, para calcularmos y, que é igual a F, devemos considerar $x = 2,5$, assim temos:

$$2,5^2 = 1,84F \quad (45)$$

$$F = 3,39 \text{ [m]} \quad (46)$$

O coletor gira entorno do seu eixo, localizado ao centro do coletor quando este se encontra em posição de 90° em relação ao solo. Assim as equações (47) e (48) definem a os pontos H_1 e H_2 , apresentados na Figura 26:

$$H_1 = 2,5 + 2,5 \times \sin\beta + 3,39 \times \cos\beta \quad (47)$$

$$H_2 = 2,5 - 2,5 \times \sin\beta + 3,39 \times \cos\beta \quad (48)$$

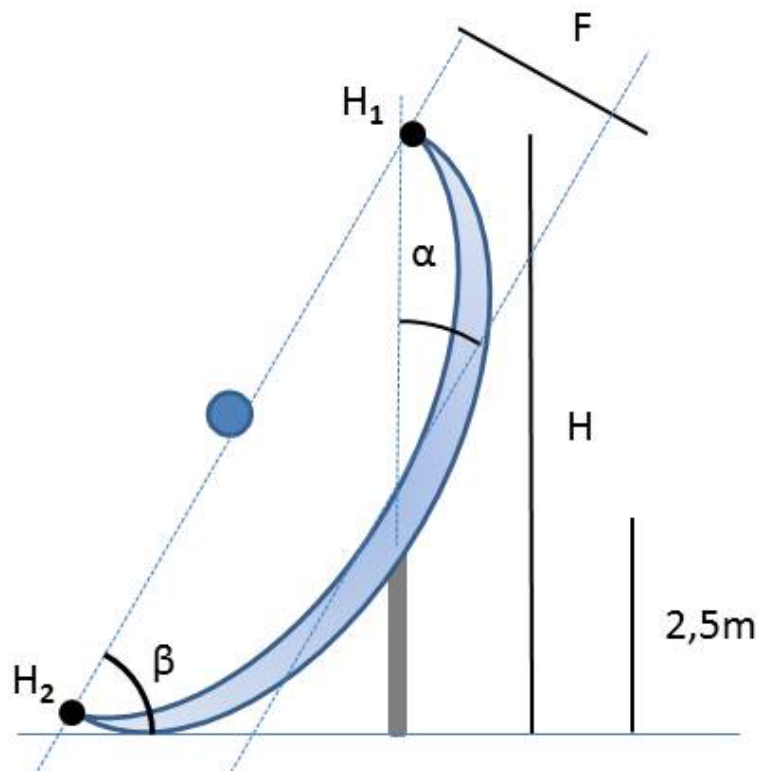


Figura 26 - Demonstração dos ângulos para definição da equação da altura do coletor

Com a alteração de β a projeção do coletor no solo também se modifica e segue a equação (49):

$$D = 5 \times \cos\beta \quad (49)$$

Assim a Tabela 23 mostra o resultado dos cálculos dessa projeção e dos pontos H_1 e H_2 para o dia médio de cada mês em função da inclinação média:

Tabela 23 - Cálculo das dimensões relativas ao Coletor Parabólico em cada mês

Mês	H_1 [m]	H_2[m]	D [m]
Janeiro	5,92	5,88	5,00
Fevereiro	6,23	5,50	4,95
Março	6,52	4,90	4,73
Abril	6,70	4,14	4,30
Mai	6,71	3,49	3,82
Junho	6,68	3,18	3,57
Julho	6,69	3,31	3,68
Agosto	6,72	3,86	4,11
Setembro	6,61	4,61	4,58
Outubro	6,33	5,32	4,90
Novembro	6,00	5,79	5,00
Dezembro	5,82	5,97	5,00

O próximo passo é calcular:

- Duração da insolação para cada mês, segundo equação (12);
- As Horas Solares de aurora e crepúsculo para cada mês conforme equação (3) e subtraindo a Duração da Insolação da Hora Solar de crepúsculo. Assim temos a Tabela 24:

Tabela 24 - Cálculo da Hora Solar de Aurora e Crepúsculo e Duração de Insolação

Mês	HS_{aurora}	$HS_{\text{crepúsculo}}$	N
Janeiro	5,43	18,57	13,15
Fevereiro	5,66	18,34	12,69
Março	5,94	18,06	12,13
Abril	6,25	17,75	11,50
Mai	6,51	17,49	10,98
Junho	6,64	17,36	10,72
Julho	6,58	17,42	10,84
Agosto	6,36	17,64	11,28
Setembro	6,06	17,94	11,88
Outubro	5,75	18,25	12,51
Novembro	5,49	18,51	13,03
Dezembro	5,36	18,64	13,28

Como já definimos anteriormente que a distância entre as bases de sustentação dos coletores deve ser de 11m, devemos analisar a influência da projeção de sombras sobre os coletores para calcularmos a perda de energia relativa a essas sombras.

Considerando a dimensão D , calculada anteriormente, e a diferença de altura entre os pontos H_1 e H_2 , temos a configuração exemplificada na Figura 27:

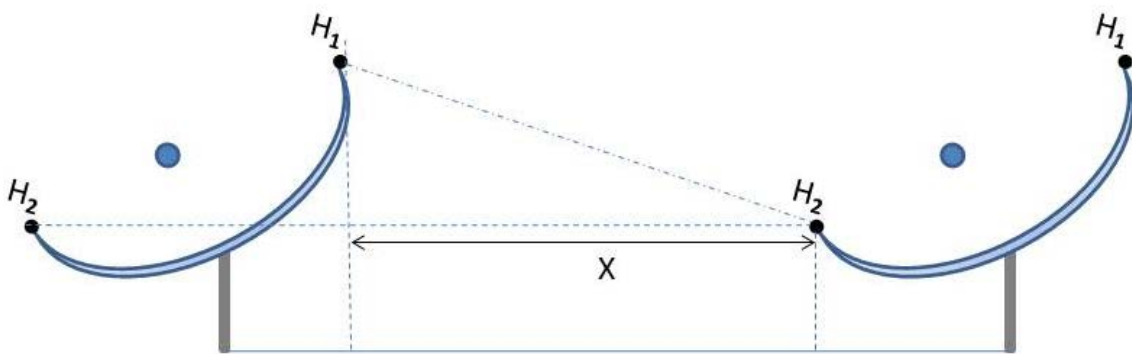


Figura 27 - Visão Lateral da Projeção da Sombra

Para cada mês a dimensão X é variável em função do ângulo β dos coletores, sendo que a projeção D deve ser subtraída dos 11m entre os postes para definir a dimensão X , a Tabela 25 apresenta a dimensão X para cada mês:

Tabela 25 - Cálculo da variável X para cada mês

Mês	X [m]
Janeiro	6,00
Fevereiro	6,05
Março	6,27
Abril	6,70
Maio	7,18
Junho	7,43
Julho	7,32
Agosto	6,89
Setembro	6,42
Outubro	6,10
Novembro	6,00
Dezembro	6,00

Podemos considerar que a dimensão X calculada na Tabela 25 é o limite do tamanho da sombra que uma linha de coletores pode fazer na linha posterior sem que a sombra interfira na operação da segunda linha de coletores.

Utilizando as equações (3) – Hora Solar, (7) – Ângulo Zenital e (8) – Ângulo Azimutal Solar, podemos calcular a Hora Solar em que a sombra projetada pelo coletor na direção perpendicular dos coletores (S) tem o mesmo comprimento da distância X , como mostrado na Figura 28:

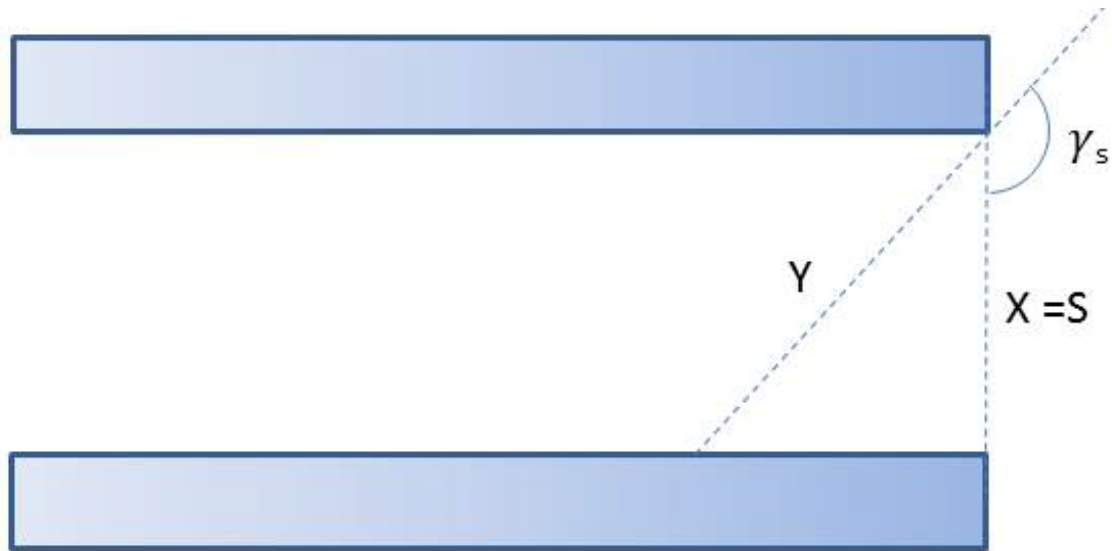


Figura 28 - Demonstração das distâncias entre coletores

Devemos recordar que durante o dia o ângulo zenital (θ_z) se altera, fazendo com que a projeção Y da sombra chegue a ter grandes valores, porém devido a ângulo azimutal (γ_s) nem sempre essa sombra “toca” a linha de coletores posterior.

Para chegar aos resultados mostrados na Tabela 26 foram utilizados recursos de cálculo iterativo, partindo da seguinte pergunta: qual será a hora solar em que a sombra na direção perpendicular aos coletores (S) terá o tamanho de X?

Deste modo, o calculo iterativo varia a hora solar na tentativa de aproximar S de X, sendo que S é calculado utilizando-se a equação (50):

$$S = Y \times \cos(180 + \gamma_s) \quad (50)$$

Os cálculos estão sendo feitos para o período da manhã, assim todos os γ_s serão negativos, como mostrado na Figura 28.

Y é calculado utilizando-se a equação (51), com exceção do mês de Dezembro, onde utilizaremos a equação (52) (o ponto H_2 está mais alto do que o ponto H_1), como já mostrado na Figura 27:

$$Y = (H_1 - H_2) \times \tan \theta_z \quad (51)$$

$$Y = (H_2 - H_1) \times \tan \theta_z \quad (52)$$

Assim os resultados do cálculo iterativo são apresentados na Tabela 26,

Tabela 26 - Cálculo da Hora Solar para tamanho de sombra equivalente ao espaçamento da rua de manutenção

Mês	HS	ω [°]	θ_z [°]	γ_s [°]	Y [m]	S [m]
Janeiro		Sombra Não Alcança Linha Posterior				
Fevereiro		Sombra Não Alcança Linha Posterior				
Março		Sombra Não Alcança Linha Posterior				
Abril	6,58	-81,35	85,48	-101,95	32,38	6,70
Mai	7,35	-69,72	79,14	-115,28	16,80	7,18
Junho	7,78	-63,24	75,93	-122,13	13,97	7,43
Julho	7,59	-66,22	77,37	-119,02	15,08	7,31
Agosto	6,88	-76,73	82,92	-107,47	22,96	6,89
Setembro	6,12	-88,23	89,16	-92,71	135,69	6,42
Outubro		Sombra Não Alcança Linha Posterior				
Novembro		Sombra Não Alcança Linha Posterior				
Dezembro		Sombra Não Alcança Linha Posterior				

De Outubro a Março a sombra da linha de coletores não alcança a linha de coletores posterior, esta situação se deve ao fato de que logo após a aurora apesar da dimensão Y da sombra ser muito grande o ângulo azimutal está próximo de 90° ou menor, ou seja, os raios solares estão quase na mesma direção da linha de coletores ou tocando os coletores na parte posterior, com o passar das horas o ângulo azimutal varia chegando aos coletores pelo lado ou pela frente, porém neste momento o ângulo zenital já está suficientemente pequeno (o sol está próximo do zênite) para garantir que a projeção Y da sombra seja pequena.

Portanto a diferença entre a hora de aurora e a hora solar quando o tamanho da sombra tem o tamanho de X é o tempo em que os coletores estão sombreados, os resultados são apresentados na Tabela 27:

Tabela 27 - Cálculo da Quantidade de Horas em que os coletores estão sombreados

Mês	Horas de Sombra
Janeiro	0,00
Fevereiro	0,00
Março	0,00
Abril	0,33
Maio	0,84
Junho	1,14
Julho	1,00
Agosto	0,53
Setembro	0,06
Outubro	0,00
Novembro	0,00
Dezembro	0,00

Para calcular a perda de energia devido às sombras podemos considerar que a fração da Irradiação Extraterrestre Integrada Horária sobre Superfície Horizontal (equação (11)) em relação à Irradiação Extraterrestre Integrada Diária sobre Superfície Horizontal (equação (9)) é equivalente a fração de irradiação recebida pelo coletor inclinado para o mesmo período. Os resultados de \bar{H}_0 já foram apresentados na Tabela 14.

Na Tabela 28 são apresentados os valores relativos a irradiação horária no período com sombra e a porcentagem equivalente, enfatizando-se que o tempo de sombra que ocorre na parte da manhã, também ocorre na parte da tarde:

Tabela 28 - Cálculo da Fração de Radiação Perdida devido as sombras (manhã + tarde

Mês	$I_{0 \text{ manhã}}$ [MJ/m²]	Fração de Radiação Perdida (Manhã + Tarde)
Abril	1,3703	8,91%
Maio	3,0473	23,50%
Junho	3,8015	32,39%
Julho	3,4559	28,21%
Agosto	2,0598	14,44%
Setembro	0,2684	1,58%

Com estes valores podemos calcular a perda de energia absorvida e a consequente necessidade de mais linhas de coletores para atender a 100% da demanda térmica. Os cálculos são apresentados na Tabela 29:

Tabela 29 - Cálculo da Absorção de Energia considerando sombra

Mês	Absorção sem Sombra [MJ/dia]	Perda de Absorção [MJ/dia]	Absorção Considerando Sombra [MJ/dia]
Abril	1.671.451,55	148.904,44	1.522.547,11
Mai	1.782.286,26	418.913,02	1.363.373,24
Junho	2.108.618,74	682.886,31	1.425.732,43
Julho	2.475.906,26	698.392,49	1.777.513,77
Agosto	1.898.497,14	274.067,87	1.624.429,27
Setembro	1.727.884,90	27.344,22	1.700.540,68

Deve-se então comparar a absorção com a demanda térmica da usina, já calculada em (39), transformando-a em [MJ/dia]. Chegamos assim aos resultados apresentados na Tabela 30:

Tabela 30 - Diferença entre demanda térmica da usina e a absorção dos coletores considerando a sombra

Mês	Diferença entre Absorção com Sombra e Demanda Térmica [MJ/dia]
Abril	-21.394,48
Mai	-180.568,35
Junho	-118.209,16
Julho	233.572,18
Agosto	80.487,68
Setembro	156.599,09

Como se pode notar, para os meses de Julho, Agosto e Setembro mesmo tendo perdas devidas a sombra, a configuração é capaz de atender a demanda térmica da usina. Porém nos meses de Abril, Maio e Junho a sombra causa uma falta de energia. Como este estudo pretende atender 100% da demanda térmica da usina utilizando apenas a fonte solar deve-se calcular a necessidade de linhas de coletores extras para atender essa demanda.

Portanto como já calculamos a quantidade de calor absorvido por linha (Tabela 21) e utilizando a fração de radiação perdida podemos encontrar a quantidade de coletores extras necessários para estes meses, os resultados são apresentados na Tabela 31:

Tabela 31 - Cálculo de Quantidade de coletores extras devido a sombra

Mês	Absorção por linha Considerando Sombra [MJ/dia]	Linha de coletores Extras Necessários	Quantidade de coletores Extras
Abril	1.764,25	13	104
Mai	1.579,81	115	920
Junho	1.652,07	72	576

Logo serão necessários 920 coletores extras para atender 100% da demanda térmica da usina durante todo o ano.

6.7. Armazenamento

Para dimensionarmos o armazenamento do fluído térmico devemos estabelecer alguns parâmetros. Pelos cálculos efetuados é sabido que serão necessários 1.543.941,59 [MJ/dia] transportados pelo vapor para abastecer a turbina. A carga térmica da turbina durante as horas em que existe insolação e durante as horas em que não existe a insolação é dada pela Tabela 32:

Tabela 32 - Calor necessário nos períodos com e sem insolação

Mês	Calor necessário no THT [MJ/dia]	
	Com insolação	Sem insolação
Janeiro	845.630,78	698.310,81
Fevereiro	816.197,99	727.743,60
Março	780.078,07	763.863,52
Abril	740.111,08	803.830,51
Mai	706.443,39	837.498,20
Junho	689.746,69	854.194,90
Julho	697.272,76	846.668,84
Agosto	725.967,06	817.974,53
Setembro	764.537,77	779.403,82
Outubro	804.467,51	739.474,08
Novembro	837.951,41	705.990,19
Dezembro	854.049,23	689.892,36

Nota-se que o mês de Junho é o que necessitará de maior quantidade de energia térmica no período sem insolação, o que está de acordo, já que este é o mês com a menor duração de dia.

Para que o controle de vazão não seja muito alterado no THT vamos definir que a queda de temperatura máxima no armazenamento seja de 10°C. Deste modo, utilizando a equação (53):

$$Q = m \times C_p \times \Delta t \quad (53)$$

Podemos encontrar a massa de fluido necessária, utilizando $C_p = 2,636$ [kJ/kg.K], que é o calor específico para o fluido a 385°C. A massa necessária será de 32.478.893,52 kg, ou utilizando a densidade do fluido a 385°C, 46.253,05 m³, que é o tamanho do tanque, equivalente a quatro cilindros de 15m de altura por 11,07m de raio.

Um segundo tanque frio também deve ser instalado para servir como pulmão para o sistema de controle. Este tanque contendo fluido frio será utilizado para misturar com fluido que passará nos coletores, ajustando a temperatura abaixo dos 400°C, além de servir como reposição para os eventuais vazamentos.

6.8. Configuração final

Define-se então que a usina irá utilizar:

- Turbina de 3 estágios
- Trocador de calor com 2 reaquecedores e 1 superaquecedor
- Dois tanques de armazenamentos, um frio e um quente
- 7824 coletores concentradores Solar
- Área total do campo de coletores 671.299,20m², que é equivalente a um terreno quadrado de 819,33m de lado.

7. Discussões e ideias

7.1. Algumas usinas solares em operação

7.1.1. Shams 1

A Usina Shams 1 localiza-se em Abu Dhabi nos Emirados Árabes Unidos a uma latitude de 23°34' Norte e longitude 53°42' Leste. Sua potência nominal é de 100MW.

Ela utiliza coletores concentradores parabólicos Abengoa Solar's ASTRO (Abengoa Solar Trough) com absorvedores Schott PTR 70. Em números:

- Espelhos: 258.048
- Linhas de coletores solares: 192

- Quantidade de coletores por linha: 4
- Quantidade total de coletores: 768
- Área total da Usina: aprox. 2,5 km²
- Área dos coletores concentradores: 627.840 m²
- Quantidade de tubos absorvedores: 27.648

A usina utiliza aquecedores e superaquecedores de reforço, opera com fluido térmico Dowtherm A em aproximadamente 400°C, o vapor na entrada da turbina em 540°C e sistema de condensação a seco, como mostrado na figura abaixo:

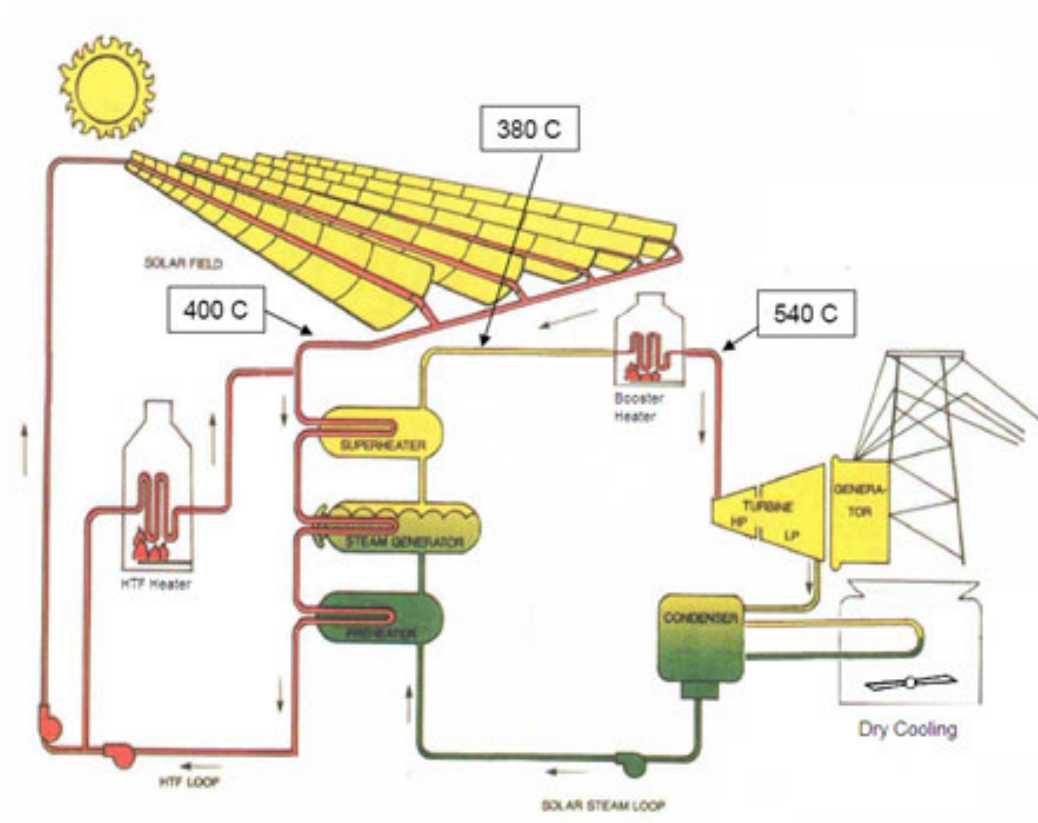


Figura 29 - Modo de operação da Usina Shams 1

Fonte: <http://www.shamspower.ae/en/the-project/technology/how-shams-work/>

O custo total da obra é avaliado em US\$600 milhões.

7.1.2. Comparação da Shams 1 com o estudo proposto

A área de coletores utilizada na usina Shams 1 é consideravelmente menor do que o proposto para a usina em Irapuã, se extrapolarmos a usina de Irapuã para 100MW. Este fato se deve a basicamente:

- Localização, a usina Shams 1 se encontra em uma região onde a média de radiação mensal é próxima a 20MJ/m².dia, enquanto que em Irapuã essa média é de aproximadamente 15,8MJ/m².dia.
- Temperatura da região, a região da usina Shams 1 tem média de temperatura próximas a 30°C durante o ano enquanto Irapuã está entorno de 23°C, o que implica em variação de eficiência dos coletores
- Utilização dos superaquecedores e reaquadecadores de reforço com combustível convencional é o principal diferencial para diminuir o tamanho da área de coletores. Como as necessidades térmicas do vapor não precisam ser geradas exclusivamente pela radiação Solar é possível diminuir a área de campo de coletores para suprir apenas a evaporação do vapor de trabalho e o superaquecimento pode ser feito utilizando-se gás nos superaquecedores e reaquadecadores.

Portanto é possível perceber que a utilização de equipamentos de reforço em conjunto com a energia Solar é muito vantajosa para o projeto.

7.1.3. SEGS (Solar Energy Generating Systems)

Localiza-se no deserto de Mojave, Califórnia, EUA a uma latitude de 35.0316° Norte e longitude 117.348° Oeste. Sua potência nominal total é de 354MW. O SEGS é composto de nove usinas apresentadas na Tabela 33:

Tabela 33 - Características das SEGS

Planta	Localidade	Capacidade (MW)	Área (m ²)	Temperatura do Fluido (°C)
SEGS I	Daggett	14	82,960	307
SEGS II	Daggett	30	165,376	316
SEGS III	Kramer Jct.	30	230,300	349
SEGS IV	Kramer Jct.	30	230,300	349
SEGS V	Kramer Jct.	30	250,500	349
SEGS VI	Kramer Jct.	30	188,000	390
SEGS VII	Kramer Jct.	30	194,280	390
SEGS VIII	Harper Lake	80	464,340	390
SEGS IX	Harper Lake	80	483,960	390

Utilizam 936.384 coletores concentradores parabólicos. Tanto os concentradores quanto os absorvedores são de diversas empresas. A planta é muito utilizada para testes e pesquisas sobre geração de energia elétrica a partir de fonte Solar. O modo de operação é semelhante ao do Shams 1, e é apresentado na Figura 30:

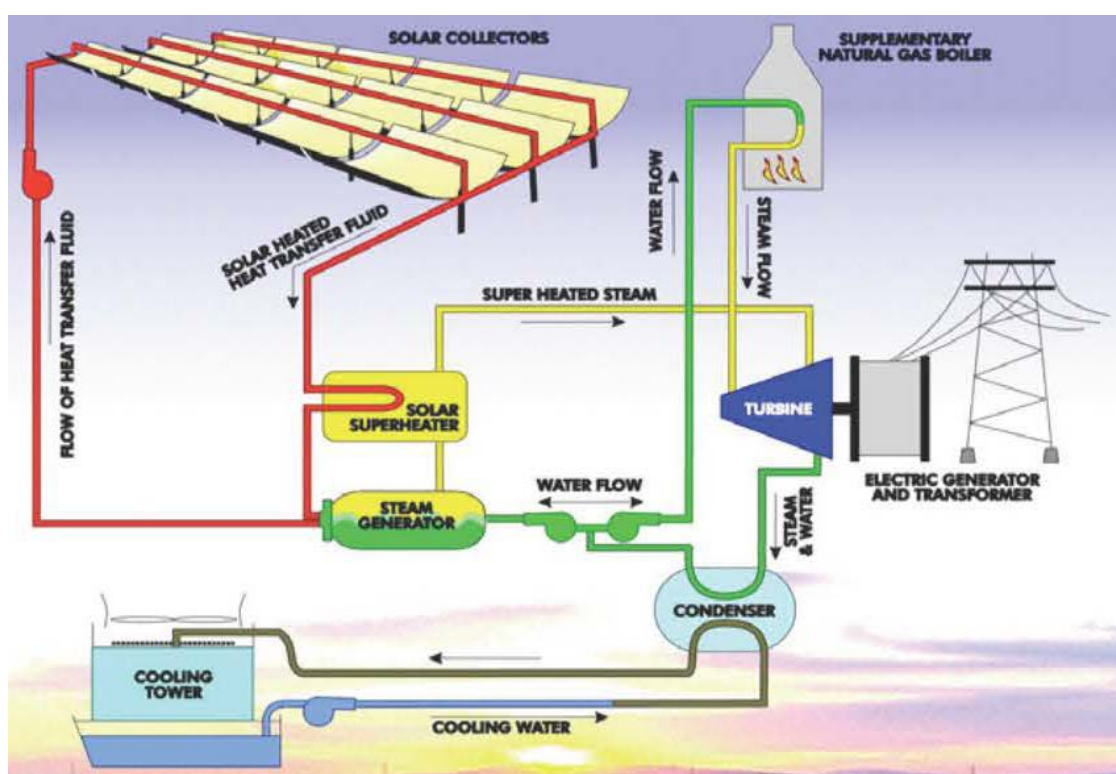


Figura 30 - Modo de operação das usinas SEGS
 Fonte: <http://www.nexteraenergyresources.com>

7.2. Modo de implantação

Os resultados apresentados são os necessários para que a usina funcione exclusivamente com energia Solar. Porém o investimento inicial para construir um empreendimento deste porte é muito grande.

Deste modo podemos considerar a ideia de utilizar os reaquecedores e superaquecedores com combustível convencional de reforço para iniciar o projeto, e conforme o empreendimento for ter retorno, investir em mais coletores até alcançar a independência do combustível alternativo.

8. Conclusões

Este estudo mostrou que com os conhecimentos obtidos no curso de energia renováveis é possível fazer um estudo prospectivo com energias renováveis, no caso energia solar.

O estudo também mostrou que é possível a construção de uma usina termoeletrica gerada exclusivamente por uma fonte solar. Um refinamento deve ser feito para reduzir o investimento inicial, tanto no campo de coletores, como no armazenamento.

No caso do campo de coletores deve ser analisado, em um próximo passo, a utilização de um combustível (gás natural, etanol, entre outros) para realizar superaquecimento e o reaquecimento, diminuindo não só a carga térmica como a temperatura média de operação de coletores, o que leva ao um aumento de rendimento dos coletores concentradores e consequentemente diminui o campo de coletores. Também deve ser feito uma avaliação entre o custo do terreno em relação à compra de coletores concentradores extras para definir com mais exatidão o espaçamento entre as linhas.

Os itens relativos ao armazenamento implicam em utilizar um modelo mais elaborado para o tanque, que, pelas dimensões, justifica a incorporação do conceito de estratificação, e pela quantidade de energia armazenada justifica um estudo utilizando substâncias com mudança de fase.

É importante salientar que todos os equipamentos necessários para a construção deste sistema estão disponíveis no mercado. Além da tecnologia já estar operacional em caráter comercial tanto nos EUA como em Abu Dhabi.

9. Bibliografia

A. Duffie, J., & A. Beckamn, W. (2006). *Solar Engineering of Thermal Process*. Madison: John Wiley & Sons, Inc.

CEPAGRI UNICAMP. (s.d.). Acesso em 1 de Fevereiro de 2013, disponível em Meteorologia: http://www.cpa.unicamp.br/outras-informacoes/clima_muni_249.html

de Souza, A. N., Costa Junior, P. d., de Oliveira, R., Zago, M. G., Papa, J. P., & Gastaldello, D. S. (2010). ALGORITMOS PARA ESTIMAR CURVAS DE CARGAS A PARTIR DE PADRÕES DE. *9th Brazilian Conference on Dynamics Control and their Applications*, (pp. 775-781). Serra Negra.

Energia Solar. (s.d.). Acesso em 13 de Fevereiro de 2013, disponível em Portal São Francisco: <http://www.portalsaofrancisco.com.br/alfa/energia-solar/energia-solar-11.php>

Forristal, K. (2003). *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*. Golden.

IBGE. (s.d.). Acesso em 1 de Fevereiro de 2013, disponível em <http://www.ibge.gov.br/cidadesat/topwindow.htm?1>

International Energy Agency. (s.d.). Acesso em 25 de Janeiro de 2013, disponível em World: Statistics: <http://www.iea.org>

Islam, M., Kubo, I., Ohadi, M., & Alili, A. (2009). Measurement of solar energy radiation in Abu Dhabi, UAE. *Applied Energy* 86, pp. 511–515.

Kern, D. Q. (1983). *Process Heat Transfer*. Kyoto: McGraw-Hill International Book Company.

Low-cost Solar Thermal Plants at Heart of Algerian-German Research Push. (s.d.). Acesso em 4 de Abril de 2013, disponível em Global Energy Network Institute: <http://www.geni.org>

Moss, T. A., & Brosseau, D. A. (2005). *Final Test Results for the Schott HCE on a LS-2 Collector*. Albuquerque: Sandia National Laboratories.

Nacional Rede Energia. (s.d.). Acesso em 1 de Fevereiro de 2013, disponível em <http://www.redenergia.com/nacional/sobre-a-nacional/nosso-mercado/>

Parabolic Trough Receiver. (s.d.). Acesso em 4 de Abril de 2013, disponível em Hi-min: <http://www.himincsp.com/1-3-parabolic-trough-receiver.html>

Parabolic Trough Solar Field Technology. (s.d.). Acesso em 4 de Abril de 2013, disponível em National Renewable Energy Laboratory: http://www.nrel.gov/csp/troughnet/solar_field.html

SDF series. (s.d.). Acesso em 08 de Abril de 2013, disponível em GE: http://www.ge-energy.com/products_and_services/products/steam_turbines/sdf_series.jsp

SEGS. (s.d.). Acesso em 17 de Abril de 2013, disponível em Next Era Energy Resources: <http://www.nexteraenergyresources.com/what/solar.shtml>

Solar Energy Generating Systems. (s.d.). Acesso em 17 de Abril de 2013, disponível em Wikepedia: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_Energy_Generating_Systems